

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DA ESTABILIDADE DINÂMICA DO PROCESSO DE FRESAMENTO A ALTAS  
VELOCIDADES DE CORTE

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

doutor EM ENGENHARIA MECÂNICA

MILTON LUIZ POLLI

Florianópolis, fevereiro de 2005



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DA ESTABILIDADE DINÂMICA DO PROCESSO DE FRESAMENTO A ALTAS  
VELOCIDADES DE CORTE

MILTON LUIZ POLLI

Esta tese ou dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

DOUTOR EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
sendo aprovada em sua forma final.

---

Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, Dr. Ing. – Orientador

---

Prof. Rolf Bertrand Schroeter, Dr. Eng. - Co-orientador

---

José A. Bellini da Cunha Neto, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, Dr. Ing - Presidente

---

Prof. Álisson Rocha Machado, Ph.D.

---

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

---

Prof. Jefferson de Oliveira Gomes, Dr. Eng.

---

Prof. Reginaldo Teixeira Coelho, Ph.D.



Aos meus pais Milton (*in memoriam*) e Doraci.

À minha esposa Fátima.



## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, pela orientação do trabalho e incondicional confiança depositada.

Ao Prof. Rolf Bertrand Schroeter, pela co-orientação e valiosas contribuições ao trabalho.

Ao Prof. Jefferson de Oliveira Gomes, pela amizade e hospitalidade ao possibilitar a pesquisa cooperativa.

Aos estagiários Pedro Fontoura, Gustavo Nakagawa e Mário Joel Ramos Júnior, pela disposição em ajudar.

Aos meus colegas do LMP, SENAI-CIMATEC e ITA pelo ótimo ambiente de trabalho e companheirismo.

Ao SENAI-CIMATEC e ao ITA, pela disponibilização de seus laboratórios e equipamentos para o desenvolvimento da parte experimental deste trabalho.

À CAPES e à FAPESB, pelo apoio financeiro.

À Kennametal do Brasil, pelo fornecimento de ferramentas.

Ao CEFET-PR, pela oportunidade oferecida para meu aprimoramento e crescimento profissional.

Aos meus familiares, pelo apoio e incentivo para que mais este desafio fosse superado.

À minha amada esposa Fátima, por seu constante amparo, incentivo e compreensão.

A Deus por tudo.





## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	13
LISTA DE TABELAS.....	21
SIMBOLOGIA.....	23
BIOGRAFIA DO AUTOR.....	27
RESUMO.....	29
ABSTRACT.....	31
1. INTRODUÇÃO.....	33
2. ESTADO DA ARTE.....	37
2.1 Processo de fresamento.....	37
2.2 Usinagem a altas velocidades.....	39
2.3 Mecânica do processo de corte.....	41
2.3.1 Formação do cavaco.....	41
2.3.2 Forças no fresamento.....	43
2.4 Usinabilidade dos materiais para HSC.....	45
2.5 Tecnologia de ferramentas, sistemas de fixação e eixos-árvores para HSC.....	47
2.5.1 Ferramentas.....	47
2.5.2 Interface eixo-árvore-ferramenta.....	48
2.5.3 Porta-ferramentas.....	49
2.5.4 Eixos-árvores.....	50
2.5.5 Balanceamento do conjunto eixo-árvore, ferramenta e sistema de fixação.....	53
2.6 Erros geométricos na fabricação.....	54
2.7 Deformações relativas entre ferramenta e peça.....	55
2.8 Vibrações na usinagem.....	57
2.8.1 Fundamentos de vibrações livres e forçadas.....	58

2.8.2 Origem das vibrações.....	61
2.8.3 Influência dos parâmetros de corte sobre a estabilidade.....	63
2.8.3 Cartas de estabilidade.....	65
2.8.4 Detecção de vibrações na usinagem.....	66
2.8.5 Medidas para evitar vibrações auto-excitadas no fresamento.....	68
2.9 Modelos do processo.....	74
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	79
3.1 Determinação das Funções Resposta em Freqüência (FRF's).....	79
3.2 Parâmetros empregados para avaliação da estabilidade.....	79
3.2.1 Textura da superfície.....	79
3.2.2 Pressão sonora.....	80
3.2.3 Deslocamentos da ferramenta .....	81
3.2.4 Forças de usinagem .....	82
3.3 Materiais usinados .....	82
3.4 Ferramentas e sistemas de fixação .....	82
3.5 Máquinas-ferramentas.....	83
3.6 Meios lubri-refrigerantes .....	83
4. CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO SISTEMA .....	85
5. ANÁLISE DA ESTABILIDADE PARA O PROCESSO DE DESBASTE .....	89
5.1 Considerações sobre a estabilidade do fresamento de topo reto .....	91
5.1.1 Influência da rotação e da profundidade de corte axial sobre a estabilidade...	79
5.1.2 Influência das características dinâmicas do sistema sobre a estabilidade.....	98
5.1.3 Influência do material da peça sobre a estabilidade .....	102
5.1.4 Influência da direção de corte sobre a estabilidade .....	105
5.1.5 Influência do número de dentes da fresa sobre a estabilidade .....	109
5.1.6 Influência do avanço por dente sobre a estabilidade .....	112

5.1.7 Influência do comprimento em balanço da ferramenta sobre a estabilidade....	116
5.1.8 Influência das características do porta-ferramenta sobre a estabilidade.....	118
5.1.9 Influência das características do eixo-árvore sobre a estabilidade .....	122
5.1.10 Deslocamentos do eixo da ferramenta e forças de usinagem.....	126
5.1.11 Simulações para um sistema com um modo flexível dominante.....	134
5.1.12 Efeito de amortecimento .....	138
5.2 Considerações sobre a estabilidade do fresamento de topo toroidal.....	140
5.2.1 Influência da rotação sobre a estabilidade .....	141
6. ANÁLISE DA ESTABILIDADE PARA O PROCESSO DE ACABAMENTO.....	145
6.1. Considerações sobre a estabilidade do fresamento topo reto de acabamento...	145
6.1.1 Deslocamentos do eixo da ferramenta e forças de usinagem .....	145
6.1.2 Simulação de um sistema com um modo flexível dominante .....	155
6.1.3 Influência do material da peça .....	160
6.2 Considerações sobre a estabilidade do fresamento de topo esférico .....	164
6.2.1 Influência da rotação e da direção de corte sobre a estabilidade.....	165
6.2.2 Influência do avanço sobre a estabilidade .....	170
6.2.3 Influência da inclinação da superfície sobre a estabilidade .....	171
6.2.4 Influência do suporte da ferramenta sobre a estabilidade .....	174
7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	179
7.1 Processo de desbaste .....	179
7.2 Processo de acabamento .....	181
7.2.1 Fresamento de topo reto .....	181
7.2.2 Fresamento de topo esférico .....	182
7.3 Sugestões para trabalhos futuros .....	183
8. REFERÊNCIAS.....	185
ANEXOS.....	201



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Exemplos de componentes produzidos por HSC em diferentes setores industriais.....	33
Figura 1.2	Tempos de produção nas indústrias de moldes e matrizes.....	34
Figura 2.1	Fresamento frontal e fresamento tangencial.....	37
Figura 2.2	Tipos gerais de fresas de topo .....	38
Figura 2.3	Fresamento concordante, discordante e combinado.....	39
Figura 2.4	Faixas de alta velocidade de corte em função do material usinado.....	39
Figura 2.5	Aspectos que interagem na aplicação da HSC.....	40
Figura 2.6	Tipos de cavaco em dependência das propriedades dos materiais.....	42
Figura 2.6	Transição de cavaco contínuo para lamelar.....	43
Figura 2.8	Componentes da força de usinagem segundo os sistemas de coordenadas na ferramenta e na peça.....	43
Figura 2.9	Perfil instantâneo de $F_y$ para diferentes condições de corte.....	44
Figura 2.10	Comparação entre os cones ISO e HSK.....	49
Figura 2.11	Princípio de funcionamento do mancal eletromagnético.....	52
Figura 2.12	Configuração de mancal magnético.....	52
Figura 2.13	Desvios de forma possíveis em uma superfície.....	54
Figura 2.14	Deflexão da fresa de topo causada pela força de usinagem.....	55
Figura 2.15	Geração da superfície no fresamento de topo com dentes retos.....	56
Figura 2.16	Trajetoória da ferramenta para processo com vibração.....	58
Figura 2.17	Representação de um sistema com um grau de liberdade.....	58
Figura 2.18	Partes imaginária e real da função transferência.....	60
Figura 2.19	Análise modal experimental.....	61
Figura 2.20	Efeito regenerativo.....	63
Figura 2.21	Carta de estabilidade.....	65
Figura 2.22	Processo de amortecimento.....	66
Figura 2.23	Espectro de freqüência da força para corte estável e instável.....	67
Figura 2.24	Efeito das fresas de passo não-uniforme.....	69
Figura 2.25	Ferramenta com alívio para usinagem de paredes finas.....	71
Figura 2.26	Excitação impulsiva através de um imã.....	72
Figura 2.27	Representação esquemática de uma operação de fresamento.....	74

Figura 3.1	Sistema de aquisição do sinal de áudio.....	80
Figura 3.2	Sistema para medição dos deslocamentos da ferramenta.....	81
Figura 3.3	Sistema para medição das forças de usinagem.....	82
Figura 4.1	Freqüências naturais para o 1º modo de vibração de uma fresa de topo reto .....	86
Figura 4.2	Modos de vibração do sistema para $L = 65$ mm.....	87
Figura 4.3	Freqüência natural em função do comprimento em balanço.....	87
Figura 4.4	Freqüência natural em função do comprimento para fresa de topo esférico.....	88
Figura 5.1	Fresa com dentes helicoidais.....	90
Figura 5.2	FRF medida na extremidade da fresa para $L = 65$ mm.....	92
Figura 5.3	Parâmetros de rugosidade na parede dos canais em função da rotação	92
Figura 5.4	Perfil medido na parede de um canal para um corte estável.....	93
Figura 5.5	Marcas de avanço teóricas para fresa de $D=16$ mm, $z=4$ e $f_z=0,1$ mm.....	93
Figura 5.6	Perfil medido na parede de um canal para um corte instável.....	94
Figura 5.7	Rugosidade no fundo dos canais em função da rotação.....	94
Figura 5.8	Perfil medido no fundo de um canal para um corte estável.....	95
Figura 5.9	Perfil medido no fundo de um canal para um corte instável.....	95
Figura 5.10	Sinal da pressão sonora para $a_p = 2,5$ mm.....	96
Figura 5.11	Espectros da pressão sonora para $a_p = 2,5$ mm.....	96
Figura 5.12	Carta de estabilidade para $L = 65$ mm.....	97
Figura 5.13	Freqüências de vibração para diferentes rotações para $L = 65$ mm.....	97
Figura 5.14	FRF medida na extremidade da fresa para $L = 75$ mm.....	98
Figura 5.15	Rugosidade na parede em função da rotação para $L = 75$ mm.....	99
Figura 5.16	Perfil medido na parede de um canal para um corte estável.....	99
Figura 5.17	Perfil medido na parede de um canal para um corte instável.....	100
Figura 5.18	Pressão sonora medida durante o corte para $n = 11.250$ rpm.....	100
Figura 5.19	Espectros da pressão sonora para $n = 11.250$ rpm.....	101
Figura 5.20	Carta de estabilidade para $L = 75$ mm.....	101
Figura 5.21	Freqüências de vibração para diferentes rotações para $L = 75$ mm.....	102
Figura 5.22	Parâmetros de rugosidade no fundo em função da rotação para ABNT P20.....	103

Figura 5.23	Nível da pressão sonora em função da rotação para ABNT P20.....	104
Figura 5.24	Espectros da pressão sonora para um corte estável e outro instável para ABNT P20.....	104
Figura 5.25	Espectros da pressão sonora para um corte estável e outro instável para ABNT P20.....	105
Figura 5.26	Rugosidade em função da rotação para corte para as duas direções de corte.....	106
Figura 5.27	Espectros da pressão sonora nas duas direções de corte para $a_p = 4$ mm.....	107
Figura 5.28	Carta de estabilidade para ambas as direções de corte.....	107
Figura 5.29	Superfícies geradas por cortes nas duas direções para $a_p = 4,5$ mm...	108
Figura 5.30	Frequência de vibração em função da rotação nas duas direções de corte.....	108
Figura 5.31	Parâmetros de rugosidade em função da rotação para fresa com 6 dentes.....	109
Figura 5.32	Espectros da pressão sonora para fresa com seis dentes.....	110
Figura 5.33	Carta de estabilidade para fresa com seis dentes.....	110
Figura 5.34	Ondas entre os dentes.....	111
Figura 5.35	Frequência de vibração para fresa com 6 dentes.....	112
Figura 5.36	Rugosidade em função do avanço.....	113
Figura 5.37	Espectros da pressão sonora em função do avanço ( $n = 16.000$ rpm)	113
Figura 5.38	Profundidade de corte limite em função do avanço.....	114
Figura 5.39	Forças de usinagem em função do avanço.....	114
Figura 5.40	Variação da geometria do cavaco em dependência dos parâmetros de usinagem.....	115
Figura 5.41	Espectros da pressão sonora em função do avanço ( $n = 10.000$ rpm)	116
Figura 5.42	Parâmetros de rugosidade em função do comprimento em balanço ...	116
Figura 5.43	Espectros do sinal da pressão sonora para diferentes comprimento.....	117
Figura 5.44	Profundidade de corte limite para diferentes comprimentos em balanço.....	118
Figura 5.45	FRF para fresa fixada em mandril de contração térmica.....	118
Figura 5.46	Parâmetros de textura em função da rotação para fresa com quatro dentes.....	119

Figura 5.47	Superfícies geradas para cortes estáveis e instáveis para fresa de 4 dentes.....	119
Figura 5.48	Parâmetros de textura no fundo dos canais em função da rotação para fresa com seis dentes.....	120
Figura 5.49	Espectros dos sinais de áudio gravados para um corte estável e outro instável.....	121
Figura 5.50	Histograma dos sinais de áudio para um corte estável e outro instável	121
Figura 5.51	FRF na ponta da fresa montada em eixo-árvore com mancais magnéticos.....	122
Figura 5.52	Parâmetros de textura da superfície do fundo dos canais em função da rotação.....	122
Figura 5.53	Parâmetros de textura da parede dos canais em função da rotação	123
Figura 5.54	Parâmetros de textura da parede dos canais em função da profundidade de corte axial.....	124
Figura 5.55	Marcas de vibrações nos canais fresados.....	124
Figura 5.56	Profundidade da ondulação na superfície do fundo e na parede dos canais.....	125
Figura 5.57	Carta de estabilidade para um eixo-árvore com mancais magnéticos..	125
Figura 5.58	Deslocamentos da ferramenta para uma condição estável e outra instável.....	127
Figura 5.59	Seções de Poincaré medidas durante o processo de desbaste.....	128
Figura 5.60	Espectros de frequência do sinal de deslocamento na direção de avanço.....	129
Figura 5.61	Nível da pressão sonora em função da rotação.....	129
Figura 5.62	Espectros de deslocamento, pressão sonora e força ( $n = 10.000$ rpm)	130
Figura 5.63	Espessura do cavaco estimada para um corte estável e outro instável $a_p = 1$ mm.....	131
Figura 5.64	Força resultante no plano de corte para uma condição estável e outra instável.....	132
Figura 5.65	Força na direção ortogonal ao avanço e espessura do cavaco estimada à medida que a fresa penetra na peça para $n = 10.000$ rpm e $a_p = 0,5$ mm.....	133
Figura 5.66	Deslocamentos na direção ortogonal ao avanço ( $n = 10.000$ rpm)	134



Figura 5.67	Deslocamentos médios em função da força na direção ortogonal ao avanço.....	134
Figura 5.68	FRF para um sistema com um modo flexível dominante.....	135
Figura 5.69	Carta de estabilidade com resultados das simulações e experimentos..	136
Figura 5.70	Simulação do deslocamento na direção ortogonal ao avanço.....	137
Figura 5.71	Freqüências de vibração simuladas e experimentais.....	137
Figura 5.72	Parâmetros de rugosidade em função da rotação para $f_d$ 's distantes de $f_n$ .....	138
Figura 5.73	Espectros da pressão sonora medidos durante o processo para $f_d$ 's distantes de $f_n$ .....	139
Figura 5.74	Carta de estabilidade com efeito de amortecimento.....	139
Figura 5.75	Considerações de contato para fresa de topo toroidal.....	141
Figura 5.76	FRF medida na extremidade de uma fresa de topo toroidal.....	142
Figura 5.77	Parâmetros de rugosidade em função da rotação para fresa toroidal...	142
Figura 5.78	Espectros da pressão sonora para o fresamento de topo toroidal.....	143
Figura 6.1	Deslocamentos da fresa para uma condições estável e outra instável no corte concordante.....	146
Figura 6.2	Seções de Poincaré medidas durante o processo de acabamento.....	147
Figura 6.3	Espectros de freqüência dos sinais de deslocamento para o corte concordante.....	149
Figura 6.4	Espectros de freqüência dos sinais de deslocamento para o corte discordante.....	149
Figura 6.5	Trajetória do eixo da fresa e espectros dos sinais de deslocamento na direção ortogonal ao avanço para o corte concordante.....	150
Figura 6.6	Espessura do cavaco estimada para condições estáveis e instáveis.....	151
Figura 6.7	Força resultante no plano de corte para o corte discordante.....	152
Figura 6.8	Deslocamento da ferramenta e perfil resultante medido a 8 mm da extremidade inferior da peça.....	153
Figura 6.9	Trajetória estimada de cada dente da fresa e perfil resultante medido próximo à extremidade inferior da peça.....	154
Figura 6.10	Nível da pressão sonora em função da rotação no corte concordante.	155
Figura 6.11	Carta de estabilidade para o fresamento concordante.....	156
Figura 6.12	Carta de estabilidade para o fresamento discordante.....	156

Figura 6.13	Resultados de simulação para o corte discordante para $a_p = 2$ mm.....	157
Figura 6.14	Rugosidade em função da rotação para o corte concordante e discordante.....	158
Figura 6.15	Pressão sonora medida para as duas direções de corte.....	158
Figura 6.16	Freqüências de vibração para as duas direções de corte.....	159
Figura 6.17	Rugosidade em função da rotação para as duas direções de corte.....	160
Figura 6.18	Perfil da superfície para corte concordante estável.....	161
Figura 6.19	Perfil da superfície para corte instável.....	161
Figura 6.20	Espectros da pressão sonora para o corte concordante.....	162
Figura 6.21	Espectros da pressão sonora para o corte discordante.....	162
Figura 6.22	Relação do ângulo de contato no corte ( $\varphi$ ) com o ângulo de direção do gume ( $\kappa$ ) no fresamento em 3 eixos, com fresa de topo esférico.....	164
Figura 6.23	FRF para fresa de topo esférico inteiriça de metal-duro.....	165
Figura 6.24	Rugosidade em função da rotação para fresamento de topo esférico...	165
Figura 6.25	Perfil da superfície para condição estável $n = 16.000$ rpm.....	166
Figura 6.26	Perfil da superfície para condição instável $n = 10.688$ rpm.....	166
Figura 6.27	Forças de corte para fresamento de topo esférico estável e instável.....	167
Figura 6.28	Espectros da pressão sonora para corte concordante.....	168
Figura 6.29	Espectros da pressão sonora para corte discordante.....	168
Figura 6.30	Rugosidade em função do avanço.....	170
Figura 6.31	Espectros da pressão sonora para diferentes avanços.....	170
Figura 6.32	Condições de contato para diferentes inclinações de superfície.....	171
Figura 6.33	Rugosidade em função da rotação para superfície inclinada a $75^\circ$ .....	172
Figura 6.34	Espectros da pressão sonora para superfície inclinada a $75^\circ$ .....	172
Figura 6.35	Rugosidade em função da rotação para superfície inclinada a $15^\circ$ .....	173
Figura 6.36	Contato dos dentes da fresa no fresamento da superfície a $15^\circ$ .....	173
Figura 6.37	Espectros da pressão sonora para superfície inclinada a $15^\circ$ .....	174
Figura 6.38	Rugosidade em função da rotação para as três ferramentas.....	176
Figura 6.39	Espectros da pressão sonora para a ferramenta com suporte de aço...	176
Figura 6.40	Espectros da pressão sonora para a ferramenta com suporte de metal-duro.....	177
Figura III.1	Características geométricas das fresas de topo reto.....	209

Figura III.2	Características geométricas das fresas de topo esférico inteiriças de metal-duro.....	209
Figura III.3	Características geométricas das fresas de topo esférico com insertos....	210
Figura III.4	Características geométricas da fresa de topo toroidal.....	210
Figura III.5	Características geométricas dos mandris hidráulicos.....	211
Figura III.6	Características geométricas do mandril de contração térmica.....	211
Figura IV.1	Centros de usinagem Hermle C800U e C600U.....	213
Figura IV.2	Eixo-árvore com mancais magnéticos integrado ao centro de usinagem.....	214



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Vantagens e aplicações da HSC.....	37
Tabela 4.1	Propriedades mecânicas dos materiais.....	86
Tabela 5.1	Parâmetros modais.....	135
Tabela 6.1	Frequências naturais para diferentes suportes.....	175
Tabela II.1	Composição química da liga de alumínio.....	207
Tabela II.2	Propriedades mecânicas da liga de alumínio.....	207
Tabela II.3	Composição química dos aço-ferramenta.....	207
Tabela II.4	Propriedades mecânicas dos aço-ferramenta.....	207
Tabela IV.1	Características dos centros de usinagem Hermle C600U e C800U.....	213
Tabela IV.2	Dados do centro de usinagem com eixo-árvore com mancais magnéticos.....	214



## SIMBOLOGIA

### Letras maiúsculas

A	$\mu\text{m}$	Amplitude das vibrações
D	mm	Diâmetro da ferramenta
E	$\text{N/m}^2$	Módulo de elasticidade
$F_0$	N	Amplitude da força de excitação
$F$	N	Força
$F_{\text{ax}}$	N	Força na direção axial
$F_c$	N	Força de corte
$F_p$	N	Força na passiva
$F_r$	N	Força na direção radial
$F_t$	N	Força na direção tangencial
$F_x$	N	Força na direção x
$F_y$	N	Força na direção y
$F_z$	N	Força na direção z
G	mm/s	Qualidade de balanceamento
I	$\text{m}^4$	Momento de inércia
$\text{Im}[G]$	m/N	Componente imaginária da função transferência
$K_r$	$\text{N/mm}^2$	Coeficiente de força na direção radial
$K_t$	$\text{N/mm}^2$	Coeficiente de força na direção tangencial
L	mm	Comprimento da ferramenta
$M_t$	N.m	Momento torçor
N	-	Número de dentes da fresa
P	mm	Passo da fresa
$R_a$	$\mu\text{m}$	Rugosidade média aritmética
$R_t$	$\mu\text{m}$	Profundidade máxima de rugosidade
$R_{th}$	$\mu\text{m}$	Profundidade máxima de rugosidade teórica
$R_z$	$\mu\text{m}$	Rugosidade média
$\text{Re}[G]$	m/N	Componente real da função transferência
X	m	Amplitude das vibrações na direção x

## Letras minúsculas

$a_e$	mm	Profundidade de corte radial (penetração de trabalho, largura de usinagem, incremento lateral, largura de engajamento)
$a_{et}$	mm	Profundidade de corte na direção tangencial à superfície
$a_n$	mm	Profundidade de corte na direção normal à superfície
$a_p$	mm	Profundidade de corte axial (penetração passiva)
$a_{p \text{ lim}}$	mm	Profundidade de corte axial limite
$a_{p \text{ crit}}$	mm	Profundidade de corte axial crítica mínima
$b_r$	mm	Largura de ranhura
$c$	Ns/m	Constante de amortecimento viscoso
$d$	mm	Diâmetro da fresa
$e$	-	Número neperiano
$f$	Hz	Frequência
$f_d$	Hz	Frequência de passagem de dentes da fresa
$f_n$	Hz	Frequência natural
$f_v$	Hz	Frequência das vibrações regenerativas
$f_z$	mm	Avanço por dente
$g$	m/s <sup>2</sup>	Aceleração da gravidade
$h$	mm	Espessura de usinagem
$i$	A	Corrente elétrica
$j$	-	Unidade imaginária
$k$	N/m	Rigidez
$m$	kg	Massa
$n$	min <sup>-1</sup> , rpm	Rotação por minuto
$r$	mm	Raio da fresa
$r'$	-	Razão entre a frequência de excitação e a natural
$r_p$	mm	Raio da pastilha
$r_\epsilon$	mm	Raio de quina
$t$	s	Tempo
$v_c$	m/min	Velocidade de corte
$v_f$	m/min	Velocidade de avanço



$v_i$	-	Direção tangencial
$v_r$	-	Direção radial
$x$	m	Deslocamento na direção x
$x'$	m/s	Velocidade na direção x
$x''$	m/s <sup>2</sup>	Aceleração na direção x
$y$	m	Deslocamento na direção y
$x\ y\ z$	-	Sistema de coordenadas
$x'\ y'\ z'$	-	Sistema de coordenadas Cartesianas deslocadas
$z$	-	Número de dentes da fresa

### Letras gregas

$\alpha$	graus	Ângulo de incidência
$\alpha_{máx}$	graus	Ângulo de incidência efetivo máximo
$\alpha_{min}$	graus	Ângulo de incidência efetivo mínimo
$\alpha$	graus	Ângulo de inclinação da superfície da peça com a mesa da máquina na posição horizontal
$\alpha$	rad	Ângulo de fase medido a partir de um tempo de referência
$\beta_l$	graus	Ângulo de inclinação da haste em relação ao eixo da fresa
$\Delta$	-	Diferença
$\delta$	mm	Deflexão da fresa de topo
$\varepsilon$	rad	Ângulo de fase entre ondas de dentes sub-seqüentes
$\phi$	rad	Ângulo de fase das vibrações
$\varphi$	graus	Ângulo de contato
$\varphi_a$	graus	Ângulo de penetração na saída da ferramenta
$\varphi_c$	graus	Ângulo de penetração no corte
$\varphi_e$	graus	Ângulo de penetração na entrada da ferramenta
$\varphi_p$	graus	Passo angular da ferramenta
$\kappa$	rad	Ângulo de direção do gume
$\kappa_{máx}$	rad	Ângulo de direção do gume máximo
$\lambda$	graus	Ângulo de hélice
$\theta$	graus	Ângulo de rampa da superfície

$\rho$	kg/m	Massa por unidade de comprimento
$\sigma^2$	-	Variância
$\tau$	1/s	Período de passagem de um dente
$\omega$	rad/s	Velocidade angular
$\omega_n$	rad/s	Frequência natural
$\omega_d$	rad/s	Frequência natural com amortecimento
$\omega_c$	rad/s	Frequência das vibrações regenerativas
$\xi$	-	Razão de amortecimento
$\psi$	rad	Ângulo de defasagem devido à helice da fresa
$\Phi$	m/N	Função transferência (função resposta em frequência, receptância )
$\phi$	rad	Fase das vibrações
$\Omega$	rad/s	Velocidade angular

### Abreviaturas

AMB	Mancal magnético ativo
ABNT	Associação brasileira de normas técnicas
CEN	Comitê europeu de normas
CNC	Comando numérico computadorizado
DIN	<i>Deutsche Industrie Norm</i> (Norma industrial alemã)
FRF	Função resposta em frequência
HRC	Dureza Rockwell C
HSC	Usinagem a altas velocidades
HSK	<i>Hohlschaftkegel</i> (Sistema de fixação com cone vazado)
MEF	Método de elementos finitos
RFPM	Metódo das frações racionais parciais
PCBN	Nitreto de boro cúbico policristalino

## BIOGRAFIA DO AUTOR

Milton Luiz Polli nasceu na cidade de Guarapuava-PR em 3 de novembro de 1970. Em 1985, mudou-se para Curitiba-PR, onde concluiu o ensino médio. Em 1988, iniciou o curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná (UFPR). Durante a graduação (1988 a 1993), trabalhou como bolsista (CNPq) no Centro de Estudos em Engenharia Civil (CESEC) na área de “Projetos Auxiliados por Computador” (1990), realizou estágios na “Volvo do Brasil Veículos Ltda” na área de Produção (1991) e na “Esso Brasileira de Petróleo Ltda” na área de Finanças (1992). Em 1993, iniciou o curso de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) desenvolvendo o trabalho intitulado “Estudo do Processo de Mandrilamento de Acabamento” no Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP), concluindo-o em 1995. No mesmo ano, iniciou suas atividades como docente no Departamento Acadêmico de Mecânica (Damec) do CEFET-PR, onde atua até o presente momento nas áreas de ensino pesquisa e extensão. Em 1996, foi supervisor do convênio “CEFET-PR / Kvaerner Pulping Ltda” para prestação de serviços na área de Projetos. Em 1997, participou do curso de aperfeiçoamento “*High Technology in Metal Works II*” no “*National Industrial Research Institute of Nagoya*”, Japão. De 1998 a 2000, foi responsável pelos laboratórios de CNC e CAD/CAM do Damec. Em 2000, assumiu a função de chefe de laboratórios do Damec. Em 2001, afastou-se temporariamente de suas atividades no CEFET-PR, para iniciar o Doutorado em Engenharia Mecânica na UFSC, atuando como pesquisador no Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP).



## RESUMO

Este trabalho pesquisa a importância relativa dos parâmetros de corte e das características dinâmicas dos sistemas resultantes de diferentes combinações de montagem (ferramentas, porta-ferramentas e eixos-árvores) sobre a estabilidade dinâmica do fresamento de topo a altas velocidades. São analisados os processos de desbaste com fresas de topo reto e topo toroidal, e acabamento com fresas de topo reto e topo esférico. São empregadas fresas de metal-duro inteiriças de metal-duro com microgrãos e também fresas com insertos de metal-duro. Os materiais usinados são a liga de alumínio 7075-T6 e os aços ABNT P20 e H13. São utilizados os centros de usinagem a altas velocidades Hermle C600U e C800U, e também um centro de usinagem Thyssen Hüller Hille NBH-65 ao qual foi adaptado um eixo-árvore com mancais magnéticos ativos IBAG HF200MA-40. Os cortes são realizados sem aplicação de fluido de corte, exceto para os ensaios com mandril de contração térmica no fresamento da liga de alumínio. As características dinâmicas dos sistemas são determinadas por testes de impacto. As peças são consideradas rígidas. A avaliação da estabilidade é feita a partir dos parâmetros de textura das peças usinadas e da análise dos sinais de pressão sonora, força e deslocamento medidos durante o processo. Também são realizadas simulações computacionais a partir de modelos do processo. Além da geometria e material da ferramenta e material da peça, foram estudadas as influências da relação  $L/D$ , do número de dentes da fresa, das condições de corte (velocidade de corte, avanço e profundidade de corte), da direção de corte (concordante e discordante) e da inclinação da peça sobre a estabilidade do processo. Com base nos resultados obtidos, conclui-se que as taxas de remoção de material do processo de desbaste são limitadas pelas vibrações regenerativas. As rotações que permitem as maiores profundidades de corte axial limites são aquelas cujas frequências de passagem de dentes se aproximam da frequência natural do modo mais flexível. No acabamento com fresas de topo reto, a maior limitação continua sendo as vibrações regenerativas, entretanto já no início da instabilidade ocorre a perda de contato da fresa com a peça em uma parte significativa do arco usinado. As vibrações que limitam o processo de fresamento de acabamento de topo esférico são as forçadas pela passagem de dentes, sendo os melhores resultados encontrados quando os harmônicos da frequência de passagem de dentes estão mais distantes da natural do sistema.



## ABSTRACT

The relative importance of the cutting parameters and the system dynamics to different configurations (tools, tool holders and spindles) on the stability of high-speed end milling are investigated in this work. It is analyzed roughing end milling with square and toroidal cutters, and finishing with square and ball-end milling cutters. It is used solid carbide tools with micrograins and insert style tools. The workpieces materials are 7075-T6 aluminum alloy and ABNT P20 and H13 steels. The experiments were conducted on Hermle C600U and C800U high-speed machining centers, and also on a Thyssen Hüller Hille NBH-65 machine center with an active magnetic bearing spindle IBAG HF200MA-40. The cutting tests are performed without cutting fluid, except for the experiments of aluminum alloy with thermal mandrel. The system dynamics are identified by impact tests. The workpieces are considered to be rigid. The stability evaluation is based on the workpiece texture parameters and the analysis of sound pressure, force and tool displacements measured during the process. Computational simulations from process models are also considered. The influences of tool geometry and material, workpiece material, L/D ratio, number of teeth, cutting parameters (cutting speed, feed and depth of cut), cutting direction (down-milling and up-milling) and workpiece inclination angle on the process stability are studied. Based on the results it is concluded that the material removal rates in roughing process are limited by the regenerative vibrations. The spindle rotations, which permit the use of high axial depth of cuts without chatter are those whose tooth-passing frequency approach to the natural frequency of the most flexible mode. In finishing end-milling operations the highest limitation continues to be the regenerative vibrations, however, in this case the loss of contact between the tool and the workpiece occurs in a significant portion of the machined arc even at the beginning of the instability. Forced vibrations due to tooth impacts are the greatest problem in finishing ball-end milling operations. Best results are found when the harmonics of the tooth passing frequency have a distance from the natural frequency.



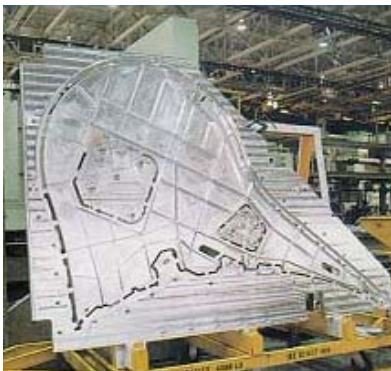


## CAPÍTULO 1

### INTRODUÇÃO

Os menores prazos para introdução no mercado, reduzidos ciclos de vida e a alta multiplicidade de variantes dos produtos industriais têm pressionado as empresas a buscarem novas soluções tecnológicas e organizacionais, a fim de se manterem competitivas. A usinagem a altas velocidades (HSC) surge com um potencial considerável para o aumento da qualidade e produtividade de empresas de importantes setores industriais, como: aeronáutico, automobilístico e de produção de moldes e matrizes, dentre outros (figura 1.1).

Na indústria aeronáutica, está mudando a maneira como os aviões são fabricados, permitindo a troca de chapas de metal montadas pela usinagem de componentes monolíticos, resultando assim em redução de custos e melhora de desempenho [1]. As peças de uma aeronave devem ser as mais leves possíveis, e aquelas que fazem parte da fuselagem, asas e outras sujeitas a cargas devem ser rígidas e resistentes. Devido a sua ótima relação resistência-peso, ligas de alumínio são usadas na maioria das peças estruturais. Entretanto, as exigências quanto a rigidez e resistência mecânica são mais bem atendidas por componentes monolíticos obtidos pelo fresamento de blocos forjados onde a remoção de material pode chegar a 95%. Por isso, muitas empresas possuem dezenas e até mesmo centenas de fresadoras CNC's, muitas delas de grandes dimensões e múltiplos eixos-árvores empregadas na usinagem destas ligas. O valor anual destas operações na indústria aeroespacial norte-americana é estimado em U\$10 bilhões [2,3]. A importância da HSC tem sido reconhecida e prontamente adotada neste setor.



Aeronáutico



Automobilístico



Moldes e matrizes

Figura 1.1 Exemplos de componentes produzidos por HSC em diferentes setores industriais [4-6].

Na indústria automobilística, a HSC está substituindo as tradicionais linhas transfer, e impulsionando o sistema de manufatura ágil, que fabrica somente o produto solicitado e na quantidade necessária, de acordo com a mudança na demanda. As elevadas velocidades de corte e de avanço levam a menores tempos de usinagem, permitindo que produtos como blocos de motores, cabeçotes de cilindros e cárteres sejam usinados em centros de usinagem HSC agrupados em forma de células. Com isso a produtividade e a flexibilidade deixam de ser características contraditórias [5,7].

Na área de produção de moldes e matrizes a HSC está minimizando a quantidade de operações de acabamento subsequêntes, produzindo superfícies esculpidas, usinadas muito próximas da precisão de forma requerida [8]. Nas operações de acabamento, a aplicação da HSC permite um aumento da taxa de remoção, e tem a vantagem de que as forças específicas de usinagem são sensivelmente menores. Conseqüentemente, as tensões superficiais originadas pelo passe de fresamento são reduzidas, sendo possível evitar modificações térmicas e químicas que possam alterar as características do material, ou causar problemas para as operações posteriores [9-11]. Nos países que lideram o mercado mundial de moldes e matrizes, uma parcela significativa do tempo total de produção é gasta em operações de usinagem e polimento, sendo estas responsáveis por 2/3 dos custos de produção (figura 1.2) [12]. As análises de tempos gastos na indústria de moldes norte-americana constataram um consumo de 8 a 16% do tempo total de usinagem para o desbaste, de 27 a 39% para a fase de pré-acabamento e de 13 a 23% para o acabamento [11,13]. Estima-se que no Brasil, o tempo de acabamento manual seja de 40 a 50% do tempo total de usinagem [11,14].

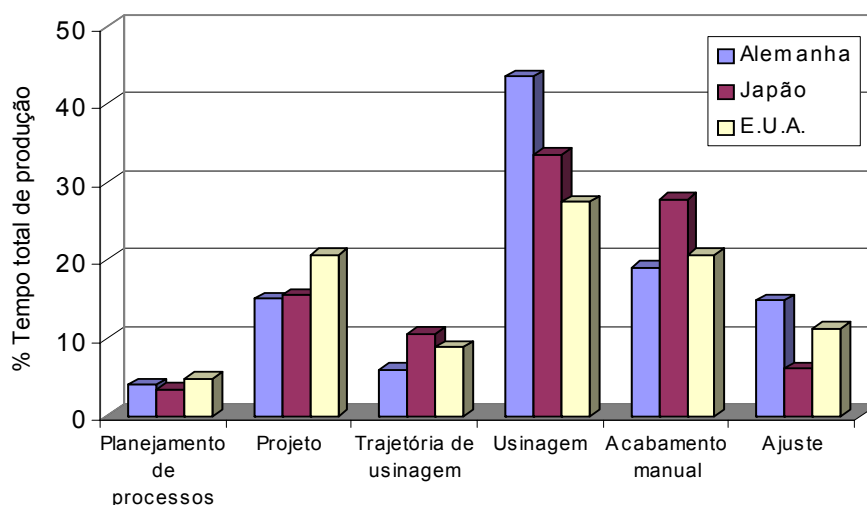


Figura 1.2 Tempos de produção nas indústrias de moldes e matrizes [12].

O progresso da HSC tem sido limitado por desgaste de ferramenta e instabilidades dinâmicas. Altas temperaturas e elevadas taxas de escoamento podem resultar em falha prematura da ferramenta, e condições de pequena rigidez podem levar à ocorrência de vibrações. As condições de corte a serem empregadas não são facilmente encontradas na literatura e não se pode extrapolar valores a partir de práticas da usinagem convencional. Os fenômenos na interface ferramenta-cavaco e ferramenta-peça são diferentes e muitas vezes contrários à intuição [15].

A usinagem dos materiais é invariavelmente acompanhada de vibrações entre a peça e a ferramenta. O nível máximo das vibrações tolerável, ou seja, a máxima amplitude das vibrações em um processo de usinagem, depende da sua aplicação. Em operações de desbaste, o que determina este nível é principalmente o efeito que a vibração exerce sobre a vida da ferramenta, desde que a superfície gerada seja adequada à operação posterior. Em operações de acabamento, este é determinado pela qualidade da superfície e precisão dimensional exigidas [16].

O fresamento a altas velocidades é caracterizado por crescentes exigências sobre o comportamento dinâmico do sistema máquina-ferramenta-peça. As vibrações relativas entre a peça e a ferramenta, que surgem durante a operação, exercem grande influência sobre os resultados do processo [17]. Elas podem atingir níveis inaceitáveis, deteriorando o acabamento da superfície e comprometendo a vida da ferramenta, especialmente em situações onde há inerente falta de rigidez do sistema. Estas condições são freqüentemente encontradas no fresamento de paredes finas de estruturas aeronáuticas e componentes automotivos, e na usinagem de moldes e matrizes, cujas geometrias requerem a utilização de ferramentas de grandes comprimentos para áreas profundas, a fim de evitar colisões com as superfícies adjacentes [18]. O fresamento destes componentes é uma tarefa difícil, pois as forças de corte periódicas excitam a peça e a ferramenta estática e dinamicamente. As deflexões estáticas produzem erros de forma e os deslocamentos dinâmicos prejudicam o acabamento da superfície [19]. Para se contornar o problema, costuma-se reduzir a taxa de remoção de material, abdicando-se da potência e torque disponíveis no eixo-árvore.

As operações de usinagem são influenciadas pela dinâmica da estrutura da máquina-ferramenta e pela dinâmica do processo de corte. A primeira é analisada usando métodos e teorias da dinâmica estrutural. A dinâmica do processo de corte é menos conhecida, uma vez que métodos teóricos e experimentais para seu estudo ainda estão em desenvolvimento [20]. As vibrações relativas entre ferramenta e peça podem ter

fonte externa à máquina-ferramenta, ser causadas pela máquina-ferramenta ou ainda geradas pela própria usinagem. Estas ocorrem pela ação das forças geradas durante o corte do material pela ferramenta. Neste grupo se enquadram as vibrações forçadas pela passagem de dentes, que possuem amplitude proporcional à espessura do cavaco, e as vibrações regenerativas ou auto-excitadas, que resultam de um mecanismo de auto-excitação na geração da espessura do cavaco [16,21]. Sem um entendimento claro sobre as causas das vibrações no processo e as soluções disponíveis para sua eliminação, muitas máquinas existentes são sub-utilizadas e os objetivos de redução dos tempos principais e aumento da produtividade tornam-se mais distantes.

O presente trabalho busca uma maior compreensão dos fenômenos associados à dinâmica de fresamento de topo a altas velocidades. Tem também por objetivo determinar parâmetros tecnológicos que assegurem a estabilidade do processo, permitindo altas taxas de remoção e proporcionando elevada precisão dimensional e qualidade de superfície às peças usinadas. Para tal é pesquisada a importância relativa dos parâmetros de corte e das características dinâmicas dos sistemas resultantes de diferentes combinações de montagem (ferramentas, porta-ferramentas e eixos-árvores) sobre a estabilidade dos processos de desbaste com fresas de topo reto e topo toroidal, e acabamento com fresas de topo reto e topo esférico. Desta forma espera-se contribuir na geração de informações relevantes e aplicáveis às indústrias nacionais, que visualizaram na usinagem a altas velocidades uma possibilidade de se tornarem mais competitivas.

O trabalho é dividido em oito capítulos descritos a seguir:

Capítulo 1 – refere-se à introdução ao tema principal.

Capítulo 2 – apresenta uma revisão bibliográfica, onde são abordados os principais tópicos associados ao tema do trabalho.

Capítulo 3 – descreve os métodos e os materiais empregados nos experimentos.

Capítulo 4 – mostra as características dinâmicas resultantes de diferentes configurações de porta-ferramentas e fresas.

Capítulo 5 – apresenta os resultados referentes à análise da estabilidade do processo de desbaste com fresas de topo reto e de topo toroidal.

Capítulo 6 – mostra os resultados referentes à análise da estabilidade do processo de acabamento com fresas de topo reto e de topo esférico.

Capítulo 7 – apresenta as conclusões finais do trabalho e sugestões para trabalhos futuros relacionados ao tema.

Capítulo 8 – relaciona as referências utilizadas no desenvolvimento do trabalho.

## CAPÍTULO 2

### ESTADO DA ARTE

#### 2.1 Processo de fresamento

Fresamento é um processo de usinagem no qual a remoção de material da peça se realiza de modo intermitente, pelo movimento rotativo da ferramenta, geralmente multicortante, denominada fresa [22]. A peça movimenta-se com uma velocidade de avanço em relação à fresa. Uma característica do processo é que cada gume da fresa remove uma porção de material da peça na forma de pequenos cavacos individuais [23]. As aplicações do processo incluem a produção de superfícies planas, contornos, rasgos, ranhuras, cavidades e roscas, entre outras [22-24].

Os métodos de fresamento podem ser divididos em dois grupos principais: periférico ou tangencial, e frontal ou plano (figura 2.1) [22-24]. Outros métodos de fresamento que existem podem ser considerados variações desses dois e dependem do tipo de peça e ferramenta utilizadas [23].

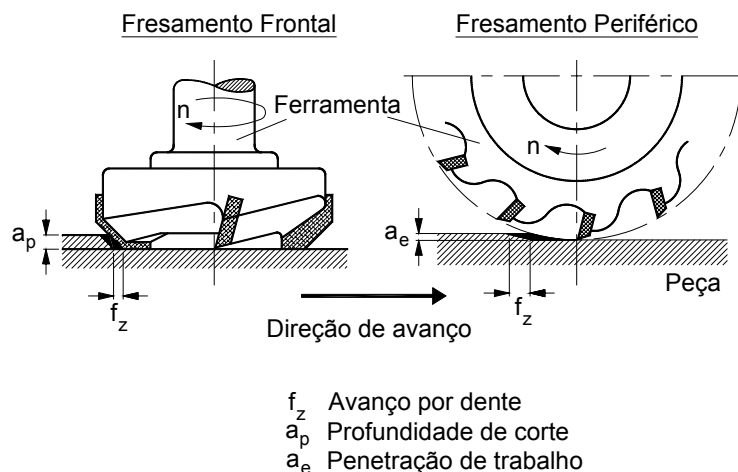


Figura 2.1 Fresamento frontal e fresamento tangencial [25].

No fresamento periférico, ou tangencial, a superfície usinada é gerada por gumes na periferia da fresa, e é geralmente um plano paralelo ao eixo da ferramenta. A seção transversal da superfície fresada corresponde ao contorno da fresa ou combinação de fresas utilizadas [22-24].

No fresamento frontal, a superfície usinada resulta da ação combinada dos gumes localizados na periferia e na face frontal da fresa, esta geralmente em ângulo reto ao eixo da ferramenta. Normalmente a superfície fresada é plana, e não corresponde ao contorno dos gumes [22-24].

O fresamento de topo é um processo de fresamento contínuo, circunferencial e frontal que emprega uma fresa de topo. Ele é utilizado com vantagem na execução de superfícies de forma livre, bem como rasgos e cortes de todos os tipos e tamanhos. As fresas de topo possuem gumes tanto na sua periferia quanto na sua face. Podem ser produzidas com topo simples ou duplo, haste e corpo cilíndricos ou cônicos, em diversos diâmetros e comprimentos, possuir dois, três, quatro, seis ou mais canais, sendo que na maioria estes são helicoidais e, em alguns casos, retos [22]. O topo pode ser reto, semi-esférico ou toroidal [25]. Construtivamente as fresas de topo podem ser inteiriças, com insertos ou gumes brasados, ou ainda com insertos intercambiáveis (figura 2.2) [22-25].

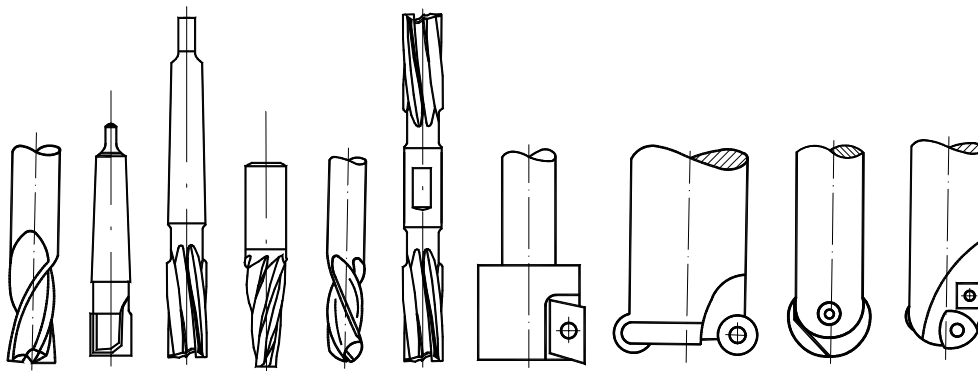


Figura 2.2 Tipos gerais de fresas de topo [26].

De acordo com a direção de corte e de avanço, distinguem-se ainda o fresamento concordante e o fresamento discordante. No fresamento concordante os movimentos de corte e de avanço têm, em média, o mesmo sentido, iniciando-se o corte com a espessura máxima de cavaco. No fresamento discordante os movimentos de corte e avanço têm, em média, sentidos opostos, iniciando-se o corte com a espessura mínima de cavaco. No caso do eixo da fresa interceptar a peça, tem-se o fresamento concordante e discordante combinados. Isto ocorre geralmente nos processos de fresamento frontal e de topo (figura 2.3) [22-24].

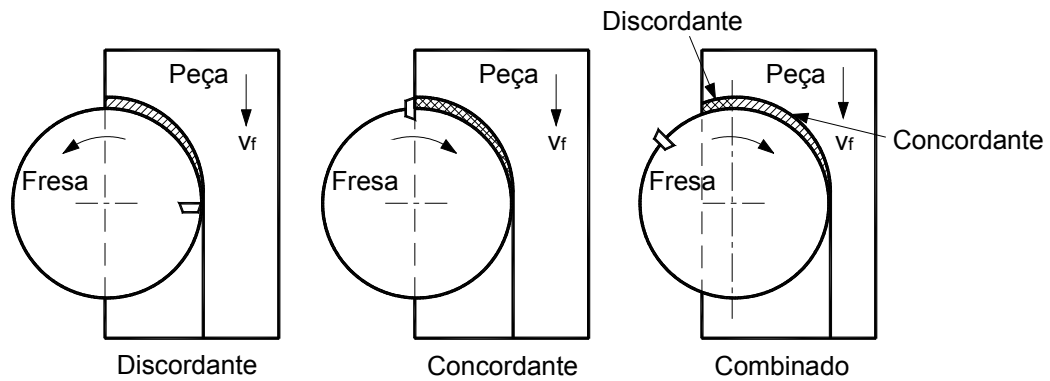


Figura 2.3 Fresamento discordante, concordante e combinado [22].

## 2.2 Usinagem a altas velocidades

A definição de usinagem a altas velocidades (HSC) não é simples, uma vez que a velocidade que pode ser atingida depende do material da peça, tipo da operação de corte e da ferramenta usada [27-29]. Em geral, as velocidades de corte empregadas na HSC são de 5 a 10 vezes maiores que os da prática convencional [27]. As faixas de velocidade de corte para HSC e para a usinagem convencional de alguns materiais são mostradas na figura 2.4. Outra definição está associada à dinâmica da ferramenta e do eixo-árvore, e considera que a usinagem a altas velocidades ocorre quando a frequência de passagem de dentes corresponde a uma fração substancial da frequência natural do modo dominante [81].

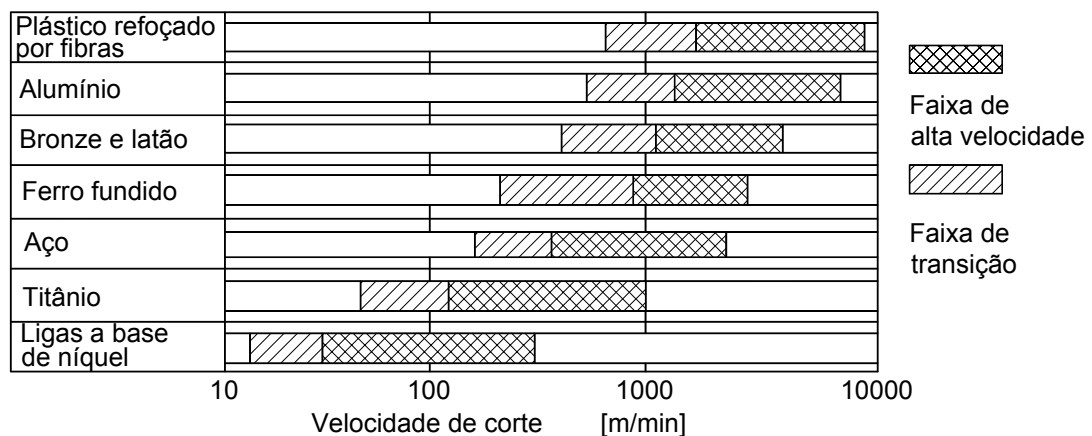


Figura 2.4 Faixas de alta velocidade de corte em função do material usinado [29].

A tecnologia de corte é a base para o desenvolvimento de todos os componentes envolvidos na HSC. Isto significa que a tecnologia específica de corte do material não influencia apenas o desenvolvimento de ferramentas, mas de uma maneira especial o

projeto e os componentes das máquinas-ferramentas, assim como o próprio processo de corte (figura 2.5) [27-29].

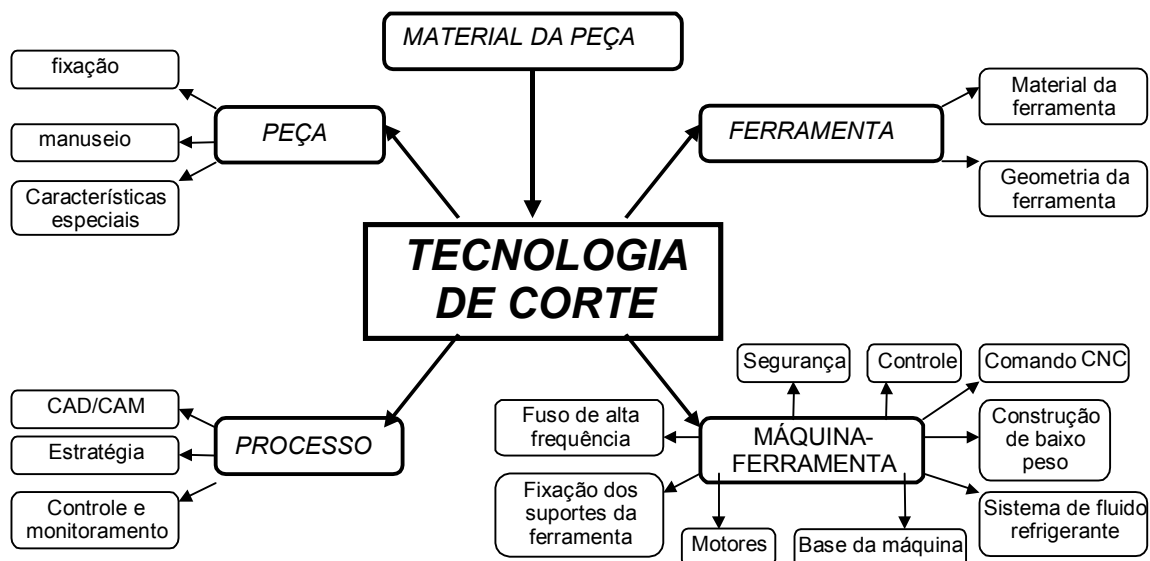


Figura 2.5 Aspectos que interagem na aplicação da HSC [27-29].

A tecnologia de usinagem a altas velocidades vem sendo desenvolvida principalmente para operações de fresamento e retificação, onde se concentram os seus maiores campos de utilização. O fresamento atende duas áreas da manufatura: desbaste e acabamento de materiais não-ferrosos, visando às altas taxas de remoção de material, e o semi-acabamento e acabamento de materiais ferrosos, visando à qualidade do acabamento superficial [30].

A faixa de aplicação está orientada principalmente às suas vantagens tecnológicas (tabela 2.1) [29].

Tabela 2.1 Vantagens e aplicações da HSC [29].

<i>Vantagens tecnológicas</i>	<i>Campo de Aplicação</i>	<i>Exemplos</i>
grandes volumes de usinagem	ligas leves, aço e Fofo	indústria aeronáutica e de moldes
alta qualidade superficial	usinagem de precisão e peças especiais	indústria óptica e de mecânica fina
baixas forças de usinagem	usinagem de paredes finas	indústria aeronáutica e automobilística
alta frequência de excitação	usinagem fora de frequências críticas	mecânica de precisão e indústria óptica
remoção de calor para o cavaco	usinagem de peças que não devem ser aquecidas	mecânica de precisão e ligas de Ma



Comparada com a usinagem convencional, a aplicação econômica da HSC é profundamente influenciada pela escolha correta da tecnologia de corte, avanços e velocidades de corte adequados e ferramentas otimizadas. Isto significa que para cada material a ser usinado existe uma faixa específica e relativamente pequena de operação econômica que depende dos parâmetros de entrada do processo [9].

## 2.3 Mecânica do processo de corte

### 2.3.1 Formação do cavaco

A formação do cavaco no processo de usinagem envolve elevadas taxas de deformação e temperatura. O fluxo plástico de material gera tensões locais nas ferramentas, distribuições de temperaturas na interface cavaco-ferramenta e determina as condições do material da peça após a remoção do cavaco. Estas quantidades locais determinam as forças globais na estrutura da máquina-ferramenta, que por sua vez resultam nas suas deformações estáticas e dinâmicas. Além disso, elas determinam a taxa de vários fenômenos físico-químicos que comandam o desgaste da ferramenta, como as reações químicas, desgaste abrasivo e difusão. Elas também determinam a potência que deve ser disponibilizada para efeito de remoção de material e portanto, influencia a quantidade de calor produzida por vários componentes influentes do sistema. Este aquecimento resulta em tensões térmicas que comprometem a precisão. Observações do fluxo plástico mostram que ele pode exibir diferentes padrões que podem se manifestar em diferentes tipos de cavacos [15].

Pressupondo-se que as condições de corte na região de cisalhamento podem levar a um grau de deformação máximo de  $\epsilon_0$ , podem ocorrer as seguintes situações com relação ao diagrama tensão de cisalhamento x deformação e tipos de cavaco, figura 2.6:

- Cavacos contínuos ocorrem quando o material tem uma capacidade de deformação suficientemente elevada ( $\epsilon_0 < \epsilon_B$ ), a estrutura na região do cavaco é regular, as deformações não levam a encruamentos acentuados e o processo não é influenciado por vibrações [25].

- Cavacos do tipo lamelar ocorrem quando vale a condição  $\epsilon_B < \epsilon_0 < \epsilon_Z$ , quando a estrutura do material é irregular ou quando vibrações levam a variações na espessura do cavaco. Cavacos do tipo lamelar podem ocorrer também para grandes avanços, bem como altas velocidades de corte [25].

- Cavacos cisalhados constam de segmentos de cavacos que são seccionados na região de cisalhamento e novamente se unem através de caldeamento. Este tipo de cavaco ocorre quando  $\varepsilon_0 > \varepsilon_z$ , de forma que isto não ocorre somente para materiais frágeis como ferro fundido, mas também quando a deformação produz um encruamento acentuado na estrutura do material [25].

- Cavacos arrancados ocorrem normalmente na usinagem de materiais frágeis com estrutura irregular, como por exemplo, em alguns ferros fundidos e na usinagem de rochas. Os cavacos não são cisalhados e sim arrancados da superfície, faz com que a estrutura superficial da peça muitas vezes seja danificada por microlascamentos [25].

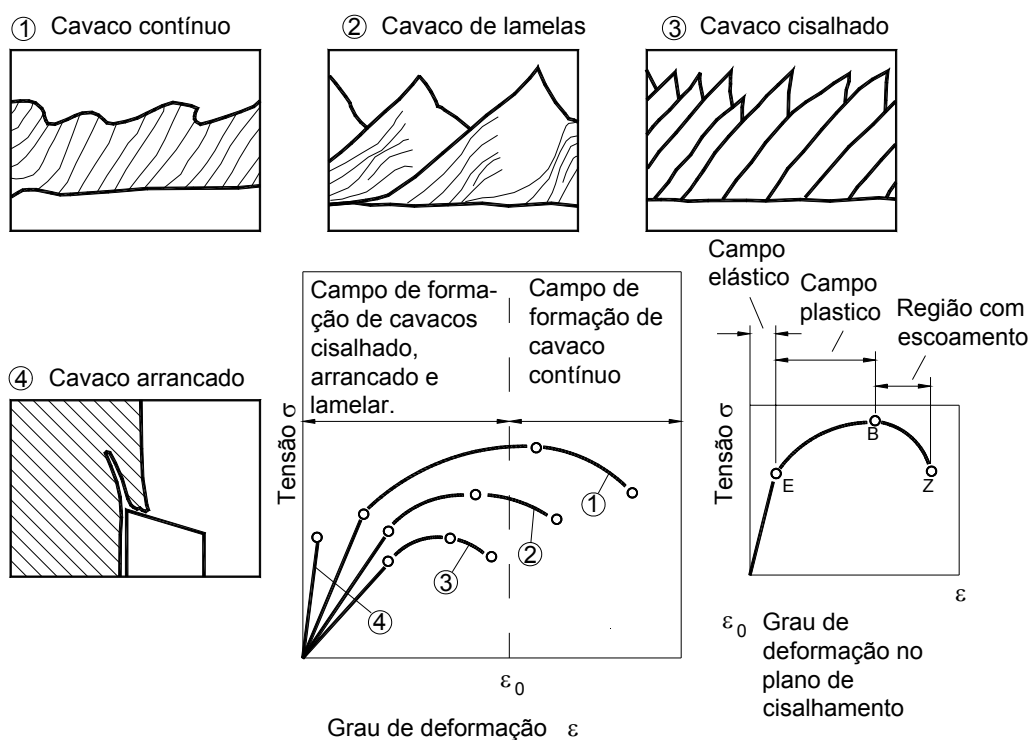


Figura 2.6 Tipos de cavaco em dependência das propriedades dos materiais [25].

A figura 2.7 mostra a transição de cavaco contínuo para lamelar em função da velocidade de corte para um aço endurecido. A faixa de transição depende do material e de suas condições metalúrgicas [29].

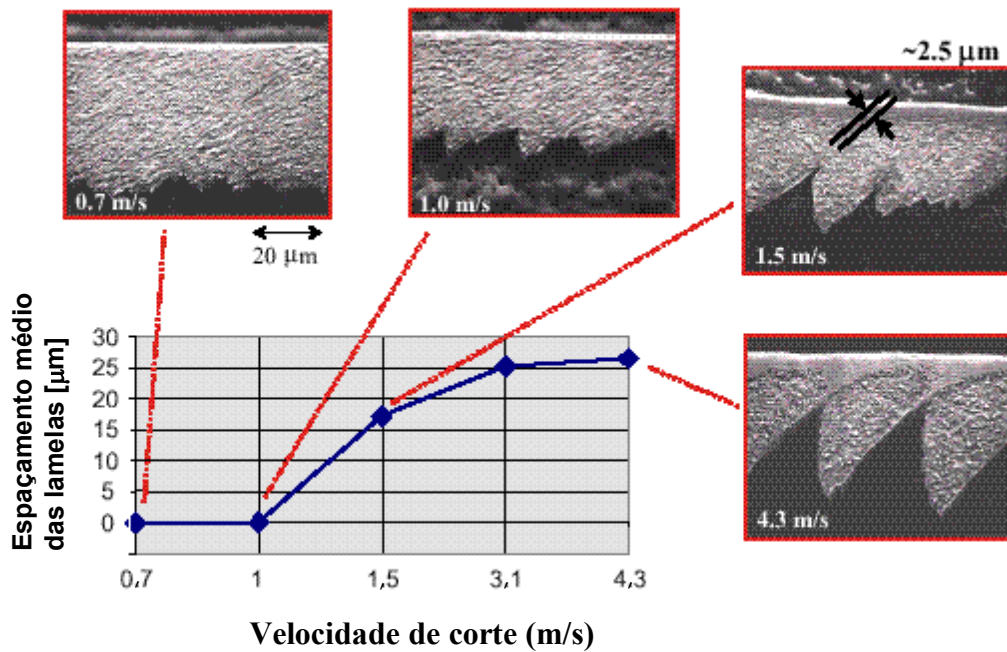


Figura 2.7 Transição de cavaco contínuo para lamelar [15].

### 2.3.2 Forças no fresamento

O conhecimento da grandeza e direção da força de usinagem, respectivamente suas componentes  $F_c$ ,  $F_r$  e  $F_{ax}$  ou  $F_x$ ,  $F_y$  e  $F_z$  (figura 2.8), é requerido no projeto dos elementos de máquinas-ferramentas, sistemas de fixação das ferramentas e dispositivos de fixação das peças e no planejamento do processo de usinagem [24,25].

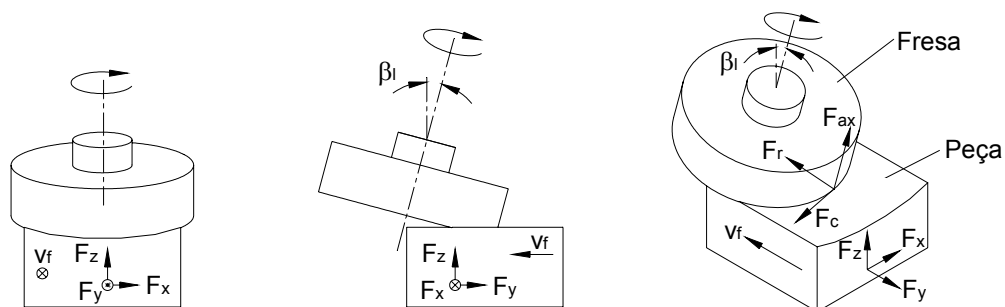


Figura 2.8 Componentes da força de usinagem segundo os sistemas de coordenadas na ferramenta e na peça [31].

A caracterização das forças envolvidas no corte é de fundamental importância para a pesquisa e o desenvolvimento de modelos, para a otimização, o monitoramento e o controle do processo. Em virtude de sua relevância física, as forças são, freqüentemente, elementos-chave para o entendimento da cinemática e da dinâmica de máquinas-ferramentas e dos processos de usinagem [32].

Durante o fresamento cada dente ou inserto da fresa está sujeito a uma carga de impacto quando entra na região de corte. A magnitude desta carga depende do material da peça, da posição da ferramenta, dos parâmetros de usinagem e da geometria da ferramenta. As forças no fresamento são cíclicas e fortemente proporcionais à espessura de corte em cada posição (figura 2.9) [25, 33].

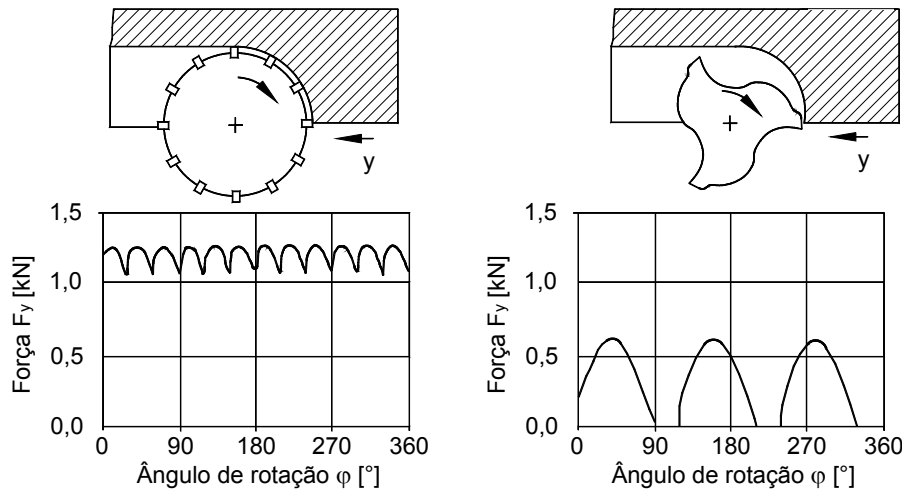


Figura 2.9 Perfil instantâneo de  $F_y$  para diferentes condições de corte [33].

Com o aumento da velocidade de corte, há um aumento de energia na zona de deformação do material. Conseqüentemente, com o aumento da taxa de deformação plástica e com a menor quantidade de calor dissipada da região plasticamente deformada, ocorre um decréscimo nas componentes da força de usinagem, principalmente na força de corte [34, 35].

A análise dinâmica do processo de fresamento a altas velocidades de corte através do espectro de forças é fortemente limitada pelos sistemas de medição piezelétricos atuais [36-38]. A frequência de entrada de dentes no fresamento com altas velocidades de corte pode alcançar o limite dinâmico do dinamômetro, prejudicando este tipo de análise.

Os pesquisadores da área de fabricação têm utilizado algumas soluções para resolver este problema. A mais simples delas é a análise somente das forças médias, ou a filtragem e aquisição somente dos sinais de baixa frequência [38-40]. Quando é necessária a análise de componentes do espectro de força com frequências maiores, devem ser adotadas outras soluções. Uma delas, implementada por Damaritürk [37] *apud* Macedo [38], é a construção de dinamômetros com maior rigidez e menor massa utilizando uma liga de titânio com frequência natural superior aos normalmente encontrados no mercado. Outra solução, proposta por Herget [36] *apud* Macedo [38], é a supressão matemática dos efeitos da dinâmica do sistema de medição no sinal de força

medido. Pode-se medir as características dinâmicas do sistema de medição e encontrar uma função transferência, a qual tem como entrada o sinal de força medido e saída o sinal de força sem os efeitos indesejáveis da limitação dinâmica de medição [36].

Segundo Müller [41], em eixos-árvores que apresentam mancais magnéticos é possível obter sinais proporcionais às correntes em suas bobinas e a partir destas calcular as forças exercidas sobre o rotor e, conseqüentemente, encontrar valores aproximados para as forças de corte. O emprego das componentes espectrais não faz sentido, pois estas são a resposta do controle aos deslocamentos do rotor. A melhor opção para esta análise é o emprego dos sinais dos sensores de posição. Para tal, é necessário conhecer a função transferência entre as componentes da força de corte na ponta da ferramenta e os sinais dos sensores [41].

## **2.4 Usinabilidade dos materiais para HSC**

### **2.4.1 Usinagem de aço e ferro fundido**

O fator limitante na usinagem a altas velocidades de aço e ferro fundido é o desgaste da ferramenta de corte. A otimização dos parâmetros não é feita relativamente à máxima taxa de remoção de material, mas com respeito a menores forças de corte, melhor qualidade superficial e precisão dimensional com desgastes de ferramenta relativamente pequenos [27]. Devido às altas temperaturas, os mecanismos de difusão e processos de desgaste entre a peça e o gume da ferramenta, que envolvem deformações, passam a ser dominantes. A temperatura da zona de contato pode se tornar suficientemente elevada a ponto de provocar amolecimento do material de corte [42].

Os materiais de ferramenta empregados na usinagem de aço devem possuir elevada dureza em altas temperaturas. Os metais-duros da classe P são preferíveis por possuírem maiores proporções de carbonetos de tântalo e titânio. Estes, quando comparados ao carboneto de tungstênio, apresentam maior resistência ao calor, pois possuem menor afinidade com o aço [29,42]. Os metais-duros com revestimento mostram diferentes comportamentos de desgaste, dependendo do material do substrato, do tipo de revestimento e do tipo de aplicação. Ferramentas revestidas com TiN e TiCN são aplicadas para aços com dureza inferior a 40 HRC, enquanto que para aços mais duros são recomendadas ferramentas com revestimento de TiAlN [34, 42].

Sob altas velocidades, ocorrem elevadas tensões de choque térmico nas camadas mais próximas do material da ferramenta. As tensões alternantes de tração e compressão

provocam trincas longitudinais e transversais, principalmente em metais-duros convencionais (com base de WC-CO ou WC-(Ti, Ta, Nb)C-Co) com revestimento e Cermets (metais-duros com base de TiC/TiN-Co,Ni) [29]. Em metais-duros convencionais com revestimento, a camada de material duro na zona do gume de corte é removida em um curto período de tempo. Apesar disto, o revestimento remanescente que se estende desde a face e flanco até a zona de corte previne um rápido aumento do desgaste de flanco e de cratera [29].

Segundo Schultz [27], os Cermets devem ser empregados somente para pequenas profundidades de corte e baixos avanços. Eles são adequados primariamente para operações de acabamento de aços. Em velocidades mais elevadas, o uso de ferramentas cerâmicas não-óxidas traz melhores resultados quando comparadas ao Cermets. Porém, avanços muito elevados levam a lascamentos repetidos do gume em ferramentas cerâmicas, portanto estes devem ser reduzidos à metade quando comparados aos empregados para o metal-duro. O uso de PCBN traz vantagens somente na usinagem de aços endurecidos. Para aços de menor dureza, os benefícios na vida da ferramenta são pequenos e seu uso não é economicamente viável. O mesmo se aplica às cerâmicas óxidas [27].

A faixa de altas velocidades de corte para a usinagem de ferro fundido varia de 750 a 4.500 m/min. As ferramentas de metal-duro e Cermet podem ser empregadas em velocidades de até 1.250 m/min. Em velocidades mais elevadas são recomendadas ferramentas cerâmicas à base de nitreto de silício [29]. Segundo Sahm [42], com este material de ferramenta, ferro fundido sem elementos de liga pode ser usinado com velocidades até 2.000 m/min. Para a usinagem de ferro fundido ligado ou com elevada tensão de ruptura, a velocidade deve ser reduzida.

Velocidades de corte ainda maiores, até mesmo para o ferro fundido ligado, podem ser alcançadas com o uso de PCBN. Este suporta as maiores temperaturas entre os materiais de corte e pode fornecer as maiores vidas de ferramenta para a usinagem de ferro fundido e aço [42]. Mas o seu uso é limitado pela microestrutura do material a ser usinado. Uma estrutura ferrítica causa severo desgaste da ferramenta [29]. Schultz [27] cita como possíveis causas deste fenômeno: elevada ductilidade do material ferrítico, maiores temperaturas nas zonas de contato, maior tendência à difusão do boro na ferrita ou a combinação das três.

## 2.4.2 Usinagem de ligas leves não-ferrosas

A faixa de usinagem a altas velocidades destes materiais alcança velocidades de corte e avanços extremamente elevados. Sob pequenos avanços por dente, a usinagem a altas velocidades é limitada pela formação de cavacos de pequenos volumes, que extremamente aquecidos, caldeiam à superfície usinada. Pelo uso de fluido refrigerante, este efeito pode ser evitado na maioria dos casos [42].

A usinagem de alumínio e latão em velocidades próximas a 5.500 m/min pode resultar em excelentes qualidades superficiais, havendo uma redução da rugosidade até velocidades próximas deste valor. A partir de então, o acabamento superficial é deteriorado [28]. Segundo Sahm [42], este aumento de rugosidade é causado pela elevada temperatura na zona de contato entre a peça e o flanco da ferramenta de corte. O material é expulso da área de contato e adere no flanco da ferramenta, resultando em má qualidade da superfície, especialmente quando pequenos ângulos de incidência são empregados. Recomenda-se um ângulo de incidência superior a 12 graus para a usinagem de ligas de alumínio [29, 42].

O material mais empregado na usinagem de ligas Al e Cu é o metal-duro (classe K). Este apresenta as melhores características de resistência ao desgaste devido à sua elevada resistência à abrasão [29]. Segundo Schultz [9] o revestimento do metal-duro não apresenta efeitos significativos nas propriedades de resistência ao desgaste. Cerâmica óxida não é adequada, uma vez que as tensões intensificadas provenientes do corte interrompido levam à quebra do gume até mesmo após um curto período de tempo. O diamante policristalino é recomendado na usinagem de ligas com elementos abrasivos, como por exemplo, Al-Si devido à sua alta resistência à abrasão, pequeno coeficiente de atrito e boa condutibilidade térmica [29].

## 2.5 Tecnologia de ferramentas, sistemas de fixação e eixos-árvores para HSC

### 2.5.1 Ferramentas

Para HSC, as forças centrífugas se tornam significativas e provocam tensões elevadas sobre as partes básicas da ferramenta e fixação do inserto [29]. Se uma pastilha quebrar e se soltar da ferramenta sob alta velocidade, grande quantidade de energia será liberada, produzindo forças de intensidade suficientes para projetá-la na área de produção como se fosse um projétil [30]. Na Alemanha, novas normas de segurança para ferramentas foram propostas. Estas são baseadas nos diâmetro das ferramentas.

Para ferramentas de 6 a 8 mm, uma rotação de 45.000 a 50.000 rpm seria o limite operacional. Para ferramentas de 12 mm, a recomendação seria de 15.000 a 20.000 rpm [34]. No caso de grandes diâmetros, o corpo básico da ferramenta se torna o ponto mais fraco. Por exemplo, o corpo de alumínio de uma ferramenta protótipo de 200 mm de diâmetro quebrou em quatro pedaços a 27.500 rpm durante um ensaio de ruptura, mas as cápsulas soldadas ainda estavam firmemente fixadas ao corpo [44].

De acordo com o projeto “Diretrizes de Segurança CEN”, não é permitida a ruptura da ferramenta no dobro da velocidade operacional segura [44]. Ferramentas inteiriças são mais resistentes às forças centrífugas, mas a maior parte da pesquisa na área envolve o uso de insertos intercambiáveis [34].

Cálculos empregando o método de elementos finitos mostram que a forma e a profundidade dos bolsões para armazenamento do cavaco influenciam profundamente a tensão de entalhe. Há tensões extremas especialmente na região de fixação das pastilhas. Baseando-se nestas observações, recomenda-se o emprego de conexões por ajuste de forma, a minimização da massa dos componentes e a utilização de materiais dúcteis [29].

### 2.5.2 Interface eixo-árvore-ferramenta

Os resultados da HSC dependem decisivamente do sistema de fixação de ferramenta. Este deve operar em condições especialmente difíceis, uma vez que está localizado diretamente no fluxo de força entre a peça e a máquina. Além das condições usuais de rigidez e requisitos gerais de corte (transmissão de torque e de forças de usinagem), o sistema deve garantir ótimas condições geométricas (batimento, concentricidade) e possibilitar a troca rápida de ferramentas [29].

Os cones de flange do tipo V, utilizados na maioria das máquinas-ferramentas, apresentam limitações em altas velocidades. Nestas condições o eixo-árvore se expande mais rapidamente que a ferramenta, resultando em um assentamento axial do cone e baixa precisão radial na condução da ferramenta. Os cones vazados HSK (“Hohlschaftkegel – Hollow Shank Taper”) recentemente desenvolvidos possuem maior rigidez e melhor repetibilidade de posicionamento da ferramenta [45]. Este sistema ajusta, além da superfície do cone, também a face ao eixo-árvore, através de garras localizadas no seu interior. À medida que a velocidade aumenta, a força centrífuga faz com que as garras se expandam, pressionando o cone contra a parte interna do eixo-árvore, assegurando o contato [46]. A figura 2.10 compara os dois sistemas.



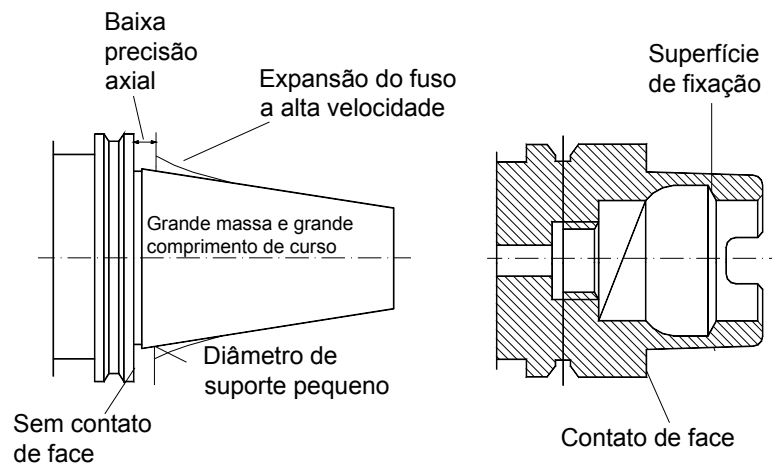


Figura 2.10 Comparação entre os cones ISO e HSK [45].

Tanto os cones ISO como HSK estão disponíveis em tamanhos, obedecendo a série geométrica R10. Cada modelo é designado usando-se um número de 2 ou 3 dígitos seguido de uma letra. O número corresponde ao diâmetro externo do flange usado para posicioná-lo no eixo-árvore. HSK63A, por exemplo, tem um diâmetro externo de flange de 63 mm. A letra designada para a usinagem de alto desempenho pode tipicamente ser A, B, E ou F. O tipo A é recomendado para operações gerais, e é o mais popular. O tipo B usa um flange maior que o do A para suportar trabalhos mais pesados. O flange maior é criado pela redução de tamanho do cone. Portanto, os cones HSK80A e HSK80B não são intercambiáveis. Os tipos E e F procuram eliminar todas as características que afetam desfavoravelmente o balanceamento da ferramenta, visando a sua aplicação em operações a altas velocidades. Os tipos C e D são similares aos tipos A e B, com a adição de furos de acesso para mecanismos de fixação manuais como os usados nas torres dos tornos [46].

### 2.5.3 Porta-ferramentas

As pinças convencionais, populares devido a sua alta flexibilidade e baixo custo, não são suficientemente rígidas e precisas para operações de usinagem de alto desempenho. Melhores resultados são obtidos com mandris hidráulicos e mandris de contração térmica [34].

Os sistemas de fixação hidráulicos apresentam, na área de fixação, uma bucha de dilatação cilíndrica deformável, em forma de camisa. Se for injetado óleo na interface mediante um êmbolo ativado por parafuso, a bucha dilata-se de forma centralizada em direção ao eixo e fixa a ferramenta. Para a fixação, há necessidade apenas de uma chave

sextavada, facilitando a pré-ajustagem do comprimento das ferramentas. Caso sejam usadas luvas de redução, há possibilidade de se trabalhar com vários diâmetros de fixação [47].

Os sistemas de fixação por contração térmica trabalham segundo o princípio da dilatação térmica dos corpos. A furação de alojamento do mandril, composto de apenas uma peça, é executada com medida menor. Para a fixação, o mandril é aquecido para que o sistema seja dilatado até o ponto de colocação da ferramenta e mais uma folga. O assentamento centralizado da ferramenta fica assegurado depois do posicionamento da ferramenta e do resfriamento do mandril. O calor necessário pode ser obtido por ar quente, chama aberta ou aquecimento indutivo [47]. Como nos mandris hidráulicos, este sistema apresenta excelente concentricidade e rigidez. Além disso, permite uma transmissão de torque máxima.

Uma vantagem significativa dos mandris de contração térmica é que eles são perfeitamente simétricos. Não são necessários parafusos para acionar cilindros hidráulicos ou fixar a ferramenta, permitindo que sejam fabricados com níveis muito baixos de desbalanceamento [46]. Sua maior desvantagem está na pequena flexibilidade e maior grau de dificuldade na troca de ferramentas [27].

#### **2.5.4 Eixos-árvores**

Os tipos de eixos-árvores são similares em seu projeto básico, sendo constituídos de componentes individuais e unidades adicionais necessárias para sua operação. Estes devem estar adaptados aos requisitos de velocidade, precisão, rigidez e características de potência para aplicação na usinagem. O tipo de mancal empregado é de maior importância para os custos e propriedades de operação [27].

##### **a) Mancais de rolamentos**

Para a maioria das aplicações de usinagem, os mancais de rolamento têm provado serem satisfatórios, enquanto que outros conceitos são usados somente para propósitos especiais, onde se assume um compromisso significativo entre propriedades de operação e custos. O tipo de mancal de rolamento mais empregado nos eixos-árvores é o de esferas de contato angular. As suas propriedades são determinadas pelo seu projeto e construção, pré-carga e sistema de lubrificação. Isto permite cobrir uma ampla faixa de propriedades. Para velocidades extremamente elevadas, mancais híbridos (com esferas

cerâmicas) são usados em conjunto com lubrificação por circulação de óleo. Para velocidades baixas e alta rigidez, mancais de aço com lubrificação por graxa são empregados com vantagens do ponto de vista de manutenção. Para velocidades médias, a lubrificação ar-óleo tem se mostrado satisfatória sob os aspectos de velocidades permitidas, custo e segurança de operação [27].

#### **b) Mancais hidrostáticos**

Os mancais hidrostáticos se caracterizam por uma separação permanente entre as superfícies de atrito por um filme hidrostático. Isto resulta em propriedades muito boas de amortecimento e longa vida útil. Porém, as velocidades circunferenciais no mancal são limitadas pela perda de potência, de tal forma que reduções devem ser aceitas na velocidade ou na rigidez através da diminuição dos diâmetros do mancal. Por esta razão, eixos-árvores com mancais hidrostáticos são usados principalmente para operações de acabamento com elevadas exigências de precisão [27].

#### **c) Mancais aerostáticos**

Mancais aerostáticos são baseados no mesmo princípio de funcionamento dos mancais hidrostáticos, mas ar comprimido é empregado ao invés de óleo. Devido à pequena perda de potência, elevadas velocidades circunferenciais podem ser atingidas com eixos de elevados diâmetros. Entretanto, a rigidez dos mancais é baixa devido a compressibilidade do ar. Por estas razões, estes são usados em pequenos fusos de altas velocidades para a indústria elétrica e aplicações que exijam total ausência de óleo ou graxa [27].

#### **d) Mancais magnéticos**

Nos mancais magnéticos, a atração ou repulsão mútua entre os pólos mantém o elemento com movimento relativo suspenso sem que ocorra contato entre as partes metálicas. A figura 2.11 mostra esquematicamente os componentes e o funcionamento de um mancal magnético ativo (AMB). Um sensor mede o deslocamento do rotor a partir de sua posição de referência e um microprocessador emite um sinal de controle em função da medição. Este sinal é transformado em uma corrente de controle por um amplificador, gerando as forças magnéticas no atuador de tal forma que o rotor permanece em sua posição de suspensão. O sistema de controle é responsável pela

estabilidade do estado de suspensão. A rigidez e o amortecimento podem ser variados amplamente dentro de limites físicos, e podem ser ajustados às exigências técnicas [48].

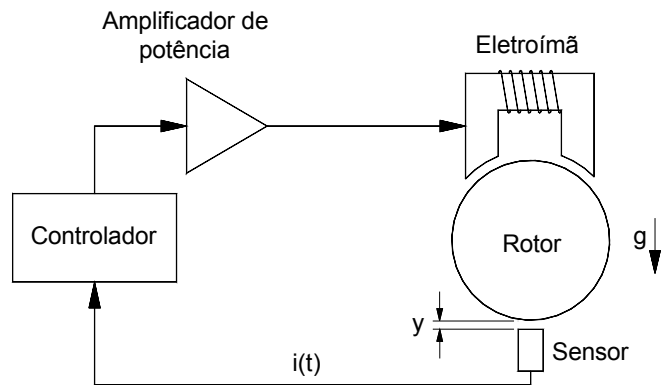


Figura 2.11 Princípio de funcionamento do mancal eletromagnético [48].

Em aplicações industriais, a força gravitacional da figura 2.11 é substituída por um segundo eletroímã. Para que o rotor seja controlado na direção horizontal  $x$  e na vertical  $y$ , são necessários quatro eletroímãs em cada mancal radial. Uma configuração típica é mostrada na figura 2.12, onde o rotor é estabilizado por dois mancais radiais e outro axial. Os mancais de retenção são empregados para evitar colisão entre o estator e o rotor. Estes normalmente não estão em contato com o rotor, sendo usados somente quando o deslocamento do eixo é muito grande ou quando o sistema é desligado [41].

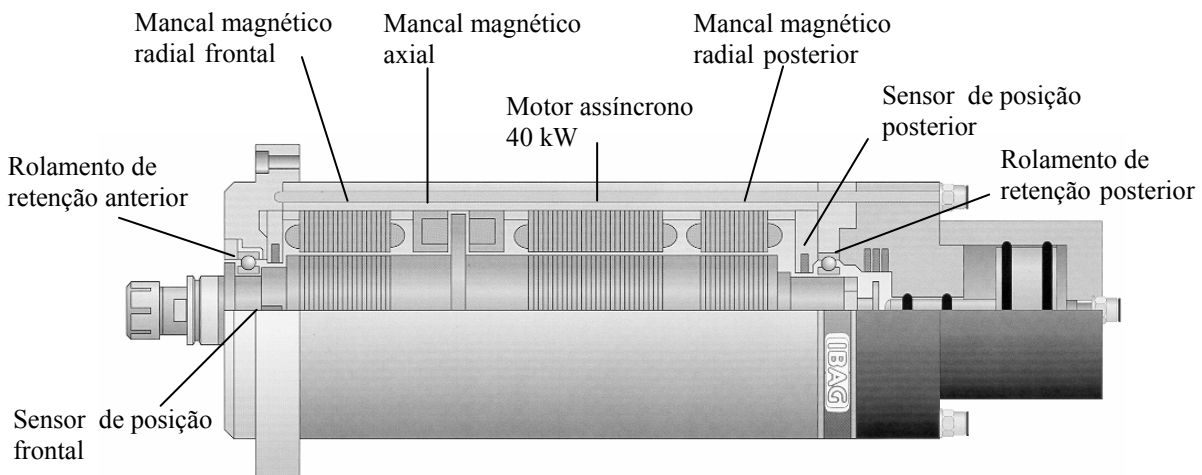


Figura 2.12 Configuração de mancal magnético [41].

Os mancais magnéticos ativos permitem a obtenção de elevadas velocidades angulares sem que haja desgaste ou perdas por atrito. Além disso, possibilitam amortecimento ativo e compensação de efeitos de desbalanceamento. As medidas dos

parâmetros do sistema e sinais dos sensores também podem ser empregadas para monitorar o processo de usinagem [41].

Apesar de suas capacidades muito boas, os mancais magnéticos ainda não são amplamente empregados em máquinas-ferramentas. Isto se deve principalmente aos elevados custos de aquisição para as unidades do eixo-árvore e do controle elétrico necessário [27].

#### **2.5.5 Balanceamento do conjunto eixo-árvore, ferramenta e sistema de fixação**

Os desbalanceamentos residuais de ferramentas para a usinagem a altas velocidades geram cargas dinâmicas sobre os mancais dos eixos-árvores que podem produzir vibrações na máquina-ferramenta. Para delimitar estes efeitos é necessário que os sistemas de ferramentas sejam adequadamente balanceados [49-51].

A imprecisão da fixação da ferramenta no eixo-árvore constitui, em particular, uma limitação específica do sistema para uma qualidade de balanceamento com repetibilidade, a menos que todo o conjunto seja balanceado após a montagem [52]. Pesquisas de Weck e Schubert [53] mostram que a repetibilidade de uma nova montagem de um cone vazado HSK em um eixo-árvore é aproximadamente 1 a 2  $\mu\text{m}$ . A influência da qualidade do balanceamento de cada massa individualmente é relativamente pequena [17].

As normas DIN-ISO 1940 e ABNT NB 66 estabelecem categorias de qualidade de balanceamento em função do desbalanceamento residual máximo e a máxima rotação do motor [51]. Schultz e Wurz [52] destacam que o balanceamento de acordo com as categorias de qualidades padronizadas apresenta limitações no caso de sistemas de eixos-árvores e ferramentas para HSC [52]. De uma forma geral, recomenda-se a qualidade de balanceamento G 16, que representa um compromisso entre a necessária proteção do eixo-árvore e o equilíbrio dos pontos de vista econômico e técnico. Levando ainda em consideração a massa da ferramenta, resultam excentricidades residuais admissíveis, acima da tolerância de troca das ferramentas. Outro ponto positivo é que são atendidas as exigências (G40) da norma de segurança das ferramentas (E DIN EN ISO 15641) [54].

## 2.6 Erros geométricos na fabricação

No perfil real de um componente podem ser encontrados seis tipos diferentes de desvios, que são gerados em função de causas bem específicas dentro do processo de fabricação da superfície do componente e que são caracterizados pelas suas formas geométricas. Na figura 2.13 são apresentados os desvios de primeira a sexta ordem, bem como suas principais fontes geradoras. Estes desvios, embora com características distintas, não se encontram nitidamente separados. De fato eles se sobrepõem formando o perfil completo [55, 56].






DESVIO DE FORMA (SEÇÃO DE PERFIL REPRESENTADA EXAGERADAMENTE)	EXEMPLOS PARA A CLASSE DE DESVIO	EXEMPLOS PARA A CAUSA OU ORIGEM
1ª Ordem: Desvio de Forma 	Desigualdade ovalado	Defeitos nas guias da máquina-ferramenta, flexão da máquina ou da peça, sujeição equivocada da peça, deformação devido ao tratamento térmico, desgaste
2ª Ordem: Ondulação 	Ondas	Sujeição excêntrica ou defeito de forma de uma fresa, oscilações da máquina-ferramenta ou da peça
3ª Ordem: 	Ranhuras	Forma do gume da ferramenta, avanço ou aproximação da ferramenta
4ª Ordem: 	Estrias Escamas Cumes	Processo de formação de cavaco (cavaco arrancado, cavaco cortado, gume postico), deformação do material com jato de areia, formação de "botões" devido ao tratamento galvânico
5ª Ordem: Não é mais possível a reprodução gráfica	Estrutura	Processos de cristalização, modificação da superfície por ação química (ex: decapado), processos de corrosão
6ª Ordem: Não é mais possível a reprodução gráfica	Estrutura reticulada do material	Processos físicos e químicos da estrutura da matéria, tensões e deslizamentos da reticula do cristal
 <p>Superposição dos desvios de forma 1ª à 4ª Ordem</p>		

Figura 2.13 Desvios de forma possíveis em uma superfície [55,56].

Os desvios repetitivos e randômicos da superfície real em relação à superfície geométrica formam a textura. Na sua avaliação são utilizados os desvios de segunda a quinta ordem, compreendendo os seguintes elementos: ondulações e rugosidade. Processos tais como fresamento, torneamento e aplainamento produzem um padrão de sulcos regular e repetitivo, apresentando uma direção preferencial e ranhuras bem definidas. As ondulações são os componentes da textura mais largamente espaçados e provenientes de deflexões e vibrações da máquina-ferramenta, tratamento térmico e tensões de deformação. Através dos processos de filtragem separam-se do perfil primário as componentes relativas à ondulação (perfil W) e à rugosidade (perfil R). A partir destes

três perfis são levantados os principais parâmetros para a quantificação da textura de uma superfície técnica [56].

## 2.7 Deformações relativas entre ferramenta e peça

A precisão das operações de usinagem é afetada pela exatidão de posicionamento da ferramenta em relação à peça e pelas deformações estruturais relativas entre elas no ponto de contato. Estas são produzidas por cargas térmicas e solicitações mecânicas durante o corte, e contribuem para o surgimento de desvios em relação às dimensões desejadas da peça, resultando em erros de forma [57].

Os erros de forma no fresamento de topo são decorrentes principalmente das deflexões de ferramenta devido à ação das forças de usinagem (figura 2.14) [58, 59]. As fresas de topo são geralmente a parte mais flexível no sistema da máquina-ferramenta, uma vez que sua relação comprimento-diâmetro ( $L/D$ ) é consideravelmente elevada [57]. Também são defletidas, mas em proporções consideravelmente menores, as fixações da fresa e da peça e a máquina-ferramenta [60].

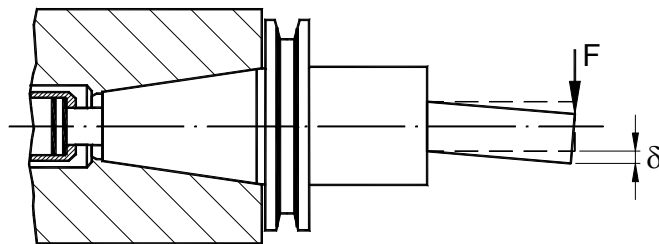


Figura 2.14 Deflexão da fresa de topo causada pela força de usinagem [27].

As deflexões da peça são consideradas críticas na usinagem de paredes finas, encontradas freqüentemente na indústria aeroespacial. Estas são geralmente de ligas de alumínio, ou de materiais de difícil usinagem como as ligas de titânio e níquel, apresentando espessuras inferiores a 5 mm e alturas superiores a 30 mm. O fresamento destes componentes é uma tarefa difícil, pois as forças de corte periódicas excitam a peça e a ferramenta estática e dinamicamente. As deflexões estáticas produzem erros de forma e os deslocamentos dinâmicos prejudicam o acabamento da superfície [61,62].

A figura 2.15 mostra o mecanismo de geração da superfície durante a usinagem com uma fresa de dentes retos. Segundo Smith e Tlustý [63], a deflexão da fresa será proporcional à força de corte instantânea e a superfície usinada será formada pela soma das pequenas regiões usinadas, quando um dente encontra-se na posição A. Somente as

deflexões da ferramenta neste instante serão impressas na superfície, pois para qualquer outro momento a deflexão ficará registrada na porção de material que será removida pelo dente seguinte, não afetando a superfície final. Na primeira parte da figura 2.15 a profundidade de corte radial ( $a_e$ ) é tal que somente o dente 1 está em contato com a peça no ponto A. Desconsiderando-se as forças geradas por deformações no início do corte e levando-se em conta que a espessura do cavaco é nula neste ponto, pode-se supor que não há força de usinagem atuante e, conseqüentemente, não ocorrem deflexão e erro dimensional. Com o aumento progressivo de  $a_e$ , a situação no instante de formação da superfície não muda até que um segundo dente entre no corte. Nesta condição, mostrada na parte central da figura, tem-se a deflexão causada pela força registrada no ponto A. O erro dimensional não muda até que o valor de  $a_e$  seja tal que um terceiro dente participe do processo. Desta forma o erro aumenta na forma de degraus discretos de acordo com o número de dentes que participam da usinagem [63]. Nesta situação, o dente pode defletir em direção à superfície no fresamento discordante, causando um corte excessivo de material; ou defletir afastando-se da superfície no fresamento concordante, usinando menos material que o desejado [57]. Os erros de forma produzidos pelas fresas helicoidais são mais complexos. As componentes da força de usinagem não são constantes e variam com a rotação da fresa. Além disso, o ângulo de hélice dos dentes produz variação adicional das forças de usinagem ao longo do eixo da fresa [19].

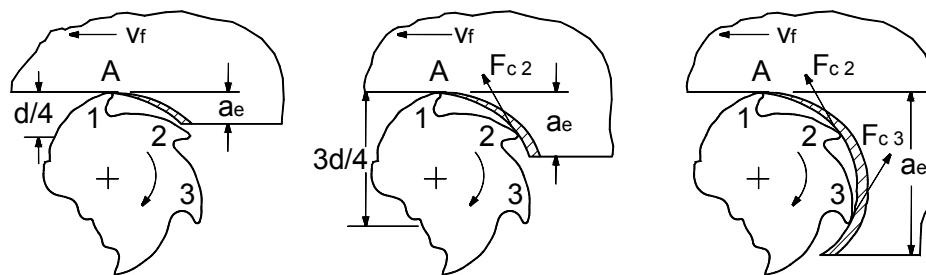


Figura 2.15 Geração da superfície no fresamento de topo com dentes retos [63].

A deflexão da ferramenta tem a propriedade de atenuar os efeitos da excentricidade [43, 45, 48]. Esta faz com que durante a usinagem a espessura do cavaco não seja igual para todos dentes. E, desta forma, altera as forças e o perfil instantâneo das componentes da força de usinagem, podendo levar a problemas de quebra e desgaste excessivo da ferramenta, erros geométricos na peça e alterações no comportamento dinâmico do processo de corte e da máquina-ferramenta [43]. Quando,



devido à excentricidade, a espessura de cavaco a ser removida por um gume é maior que a teórica, as forças na usinagem também serão maiores, levando a uma maior deflexão. No entanto, caso a espessura de cavaco seja menor do que a teórica, ocorre o inverso [48]. Assim, os picos de força são atenuados. [43, 45, 48].

## 2.8 Vibrações na usinagem

A usinagem dos materiais é invariavelmente acompanhada de vibrações entre a peça e a ferramenta. O nível máximo das vibrações tolerável, ou seja, a máxima amplitude das vibrações em um processo de usinagem, depende da sua aplicação. Em operações de desbaste, o que determina este nível é principalmente o efeito que as vibrações exercem sobre a vida da ferramenta. Em operações de acabamento, a qualidade da superfície e precisão dimensional são os parâmetros que determinam o nível máximo das vibrações [49].

Existe uma relação entre as vibrações durante o processo e o resultado de trabalho. Em um trabalho isento de vibrações, o movimento relativo entre a ferramenta e a peça é dado pela combinação do avanço e da velocidade de corte. A rugosidade cinemática pode ser teoricamente calculada em função do diâmetro da ferramenta e do avanço por dente. A parte superior da figura 2.16 mostra as relações geométricas para esta condição. Contudo, sendo sobrepostas a este movimento as vibrações da ferramenta, que apresentam uma componente na direção normal a de avanço, altera-se a estrutura do acabamento superficial original (parte inferior da figura). Disso resulta uma piora na qualidade da superfície, que pode ser empregada na avaliação da dinâmica do processo.

As condições conforme o valor da rugosidade representam uma medida relativa para a estabilidade do processo. Neste contexto, a noção de estabilidade não é empregada no sentido da técnica de controle, mas sob o aspecto tecnológico, priorizando o resultado de trabalho. Um processo estável pode ser caracterizado relativamente por boa qualidade da superfície e reduzido desgaste de ferramenta, enquanto que um instável é associado a um acabamento de superfície deteriorado e desgastes pronunciados de ferramenta [65].

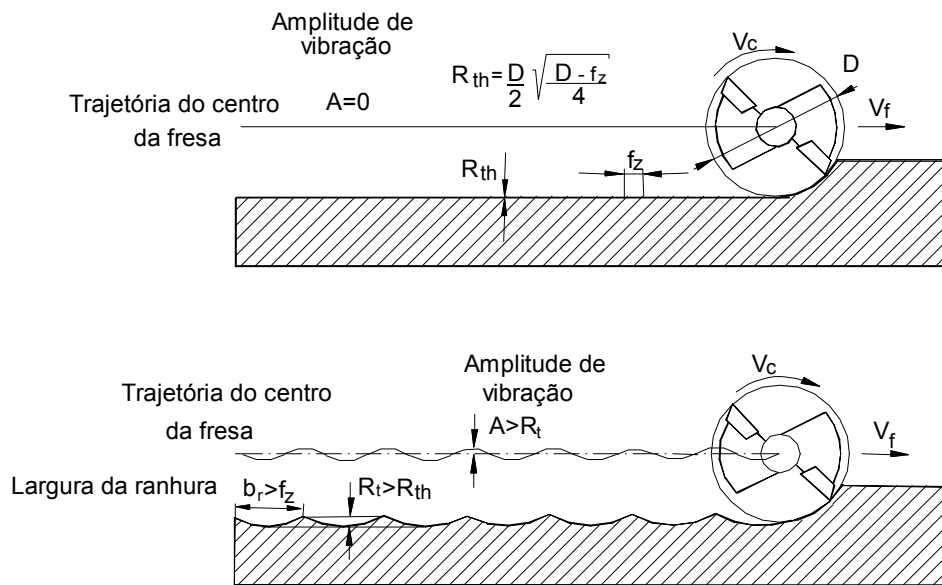


Figura 2.16 Trajetória da ferramenta para processo com vibrações [65].

### 2.8.1 Fundamentos de vibrações livres e forçadas

Uma estrutura simples com um sistema de um grau de liberdade pode ser modelada pela combinação de elementos como: massa ( $m$ ), mola ( $k$ ) e amortecimento ( $c$ ), conforme mostrado na figura 2.17. Quando uma força externa  $F(t)$  é aplicada na estrutura, seu movimento é descrito pela seguinte equação diferencial:

$$mx'' + cx' + kx = F(t) \quad (2.1)$$

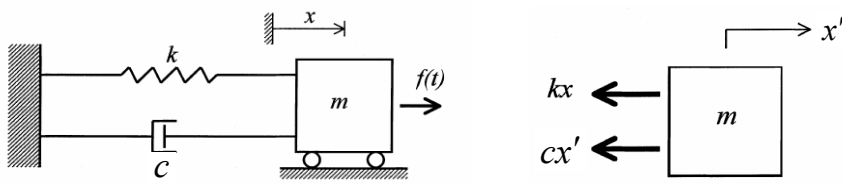


Figura 2.17 Representação de um sistema com um grau de liberdade [66].

Se o sistema recebe um impacto, ou quando está em repouso e é estaticamente retirado do seu equilíbrio e em seguida liberado, o sistema experimenta vibrações livres. A amplitude das vibrações decai com o tempo em função da constante de amortecimento do sistema [16, 57, 66]. A frequência das vibrações é dominada pela rigidez e pela massa e é pouco influenciada pela constante de amortecimento viscoso, que é muito

pequena em estruturas mecânicas [57]. Quando a constante de amortecimento é nula ( $c = 0$ ), o sistema oscila na sua frequência natural.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

A razão de amortecimento é definida como  $\zeta = c / 2\sqrt{km}$ . Na maioria das estruturas metálicas  $\zeta < 0,05$  [57]. A frequência natural amortecida da estrutura é definida por:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.3)$$

Segundo Altintas [57], na usinagem as excitações externas são geralmente periódicas, mas não harmônicas. Qualquer força periódica pode ser representada por suas componentes harmônicas. As forças de fresamento, que são periódicas com a frequência de passagem dos dentes, podem ser representadas pelas componentes da série de Fourier [67].

É mais conveniente matematicamente usar funções harmônicas complexas em vibrações forçadas. A força harmônica pode ser expressa por  $F(t) = F_0 e^{i\alpha} e^{i\omega t}$ , onde  $\alpha$  é a fase medida a partir de um tempo de referência ou posição angular em um plano complexo [57]. A resposta harmônica correspondente é  $x(t) = X e^{i(\omega t + \phi)}$ , e quando esta é substituída na equação do movimento (2.1) obtém-se:

$$(k - \omega^2 m + j\omega c) X e^{i\phi} e^{i\omega t} = F(t) = F_0 e^{i\alpha} e^{i\omega t} \quad (2.4)$$

A amplitude resultante e a fase das vibrações harmônicas são respectivamente,

$$|\Phi(\omega)| = \frac{X}{F_0} = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.5)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{-2\zeta r}{1 - r^2} + \alpha \quad (2.6)$$

onde a relação entre a frequência de excitação e a natural é  $r = \omega / \omega_n$ . A equação (2.5) é chamada função transferência, função resposta em frequência ou receptância da

estrutura. A função transferência  $\Phi(\omega)$  pode ser separada em componentes real  $\text{Re}[\Phi]$  e imaginária  $\text{Im}[\Phi]$  de  $\frac{X}{F_0}e^{i(\phi-\alpha)}$  [57].

As partes imaginária e real da função transferência são mostradas separadamente na figura 2.18.

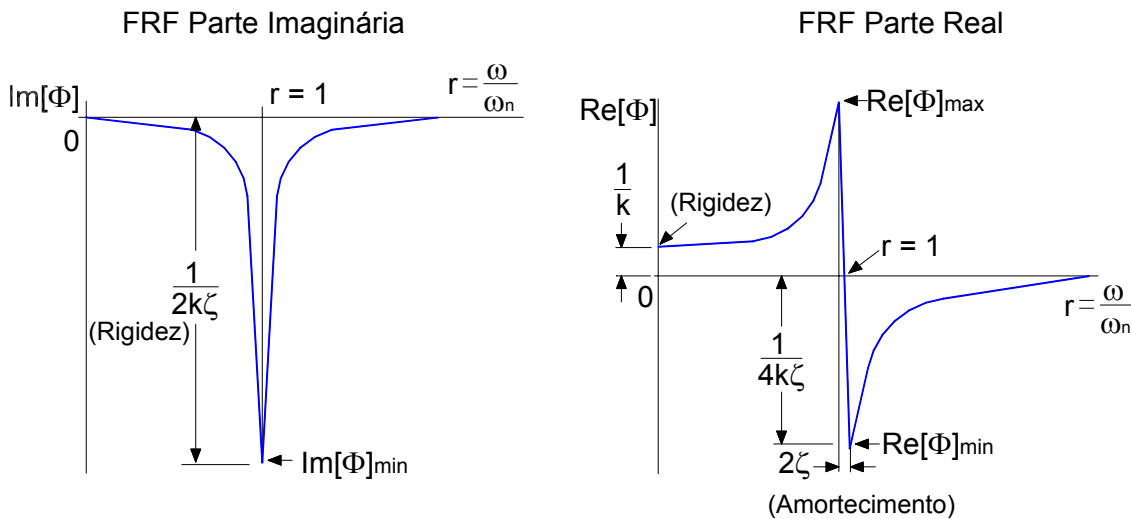


Figura 2.18 Partes imaginária e real da função transferência [57].

A razão de amortecimento, rigidez e freqüência natural podem ser estimadas a partir da função transferência. As funções transferência dos sistemas de múltiplos graus de liberdade são identificadas por testes dinâmicos estruturais. Os instrumentos de excitação mais efetivos são os “shakers” eletromagnéticos ou eletro-hidráulicos. Estes são capazes de gerar forças em uma larga faixa de freqüências contendo os modos naturais dominantes das estruturas testadas. Alternativamente, um martelo de impacto associado a um transdutor de força piezelétrico pode ser usado (figura 2.19) [66].

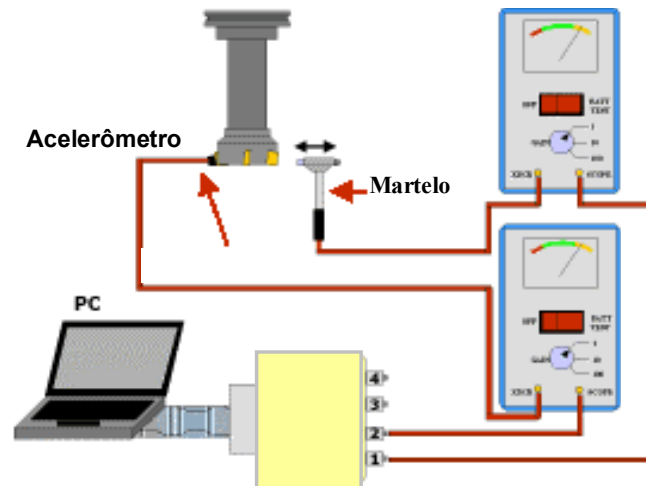


Figura 2.19 Análise modal experimental [68].

A massa do martelo e o material fixado ao sensor de impacto de força devem ser selecionados de acordo com a massa, rigidez e material da estrutura excitada. As vibrações resultantes são medidas com sensores de deslocamento, velocidade e aceleração. O uso de acelerômetros é mais comum na medição de vibrações. A massa e a faixa de frequência do acelerômetro deve ser escolhida adequadamente. Como eles são montados na estrutura, adicionam massa, podendo assim alterar as medidas das frequências naturais. A fixação e os materiais entre a estrutura e o acelerômetro também devem ser selecionados adequadamente para se obter medidas precisas [52].

### 2.8.2 Origem das vibrações

As vibrações podem ter origem em uma ou mais fontes: vibrações externas à máquina-ferramenta, vibrações geradas pela própria usinagem, falta de homogeneidade da peça, corte interrompido e vibrações causadas pela máquina-ferramenta [16,51].

#### a) Vibrações externas à máquina-ferramenta

Vibrações externas à máquina-ferramenta, geralmente geradas por outras máquinas (prensa, motores, compressores e outras máquinas operatrizes), são transmitidas pelo solo e pelas suas fundações. Estas vibrações contêm um espectro de frequência muito amplo, de forma que a frequência natural de algum componente de uma máquina-ferramenta pode estar contida nesta ampla faixa de frequência. Assim, este

componente pode apresentar níveis de vibrações muito altos e influenciar negativamente os resultados do processo [16,51].

#### **b) Vibrações causadas pela máquina-ferramenta**

Vibrações causadas pela máquina surgem tanto em acionamentos de componentes dotados de movimento rotativo quanto de acionamento de componentes com movimento de translação. Estas podem se apresentar sob duas formas já descritas anteriormente: livres e forçadas. As vibrações forçadas são causadas por rotação de massas desbalanceadas, acionamentos por engrenagens e correias, rolamentos com irregularidades e por forças periódicas nos próprios motores de acionamento [16,51].

#### **c) Vibrações causadas por corte interrompido**

Na usinagem com corte interrompido, a ferramenta sofre impactos consideráveis que podem levar a níveis indesejáveis de vibrações [16,51]. No fresamento, vibrações forçadas são excitadas pela componente periódica da força de usinagem na frequência de passagem dos dentes.

#### **d) Vibrações devido à falta de homogeneidade da peça**

A presença de regiões de diferentes durezas em uma peça causa pequenos choques sobre a ferramenta, resultando em vibrações. Sendo estes impactos absorvidos, os efeitos não são consideráveis, fazendo parte apenas do “ruído de fundo” da usinagem. Entretanto, se estes pequenos choques sobre a ferramenta não forem rapidamente amortecidos, originam vibrações de grande amplitude prejudiciais ao processo [16,51].

#### **e) Vibrações regenerativas**

As vibrações regenerativas ou auto-excitadas não são causadas por forças externas, mas por forças geradas pelo próprio corte do material pela ferramenta. Segundo Altintas [57], elas resultam de um mecanismo de auto-excitação na geração da espessura do cavaco durante as operações de usinagem. Um dos modos estruturais do sistema máquina-ferramenta-peça é excitado por forças de corte inicialmente. Uma superfície ondulada resultante da passagem de um gume é removida pelo subsequente, que também deixa uma superfície ondulada devido a vibrações estruturais. Dependendo da diferença de fase entre duas ondulações sucessivas as vibrações podem ser atenuadas ou ampliadas. No caso da instabilidade, a espessura máxima do cavaco pode crescer

exponencialmente, oscilando em uma frequência próxima à do modo estrutural dominante do sistema. As vibrações crescentes elevam as componentes da força de usinagem e podem provocar desgaste excessivo ou quebra da ferramenta e piora na qualidade da superfície e dimensional da peça.

As vibrações auto-excitadas podem ser causadas por acoplamento de modos ou regeneração da espessura do cavaco. As vibrações devido ao acoplamento de modos ocorrem quando há vibrações nas duas direções do plano de corte. As vibrações regenerativas resultam da diferença de fase entre as ondas de vibrações deixadas em ambos os lados do cavaco e ocorrem antes do efeito de acoplamento dos modos, na maioria dos casos de usinagem [57].

O efeito regenerativo é mostrado na figura 2.20. Segundo Tlustý [2], embora sejam assumidas as vibrações, em (1) as ondas produzidas pelos dois dentes consecutivos estão em fase, e não ocorre nenhuma variação da espessura do cavaco; portanto também não há variação de força. As vibrações não são excitadas novamente e desaparecem, e este é um caso estável. Em (2), com uma onda e meia entre os dentes, para a mesma amplitude das vibrações, a variação na espessura do cavaco ocorre com o dobro da amplitude, resultando em uma grande variação de força que excita futuras vibrações [2].

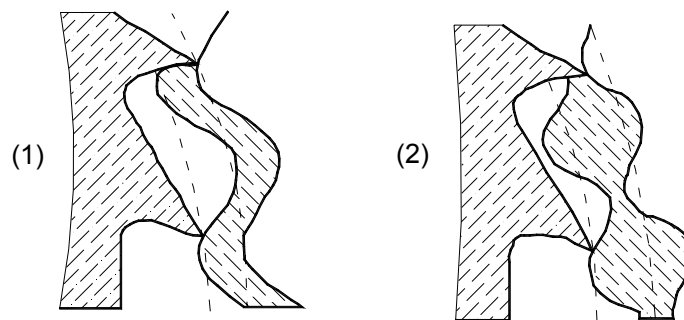


Figura 2.20 Efeito regenerativo [2].

### 2.8.3 Influência dos parâmetros de corte sobre a estabilidade

#### a) Profundidade de corte axial

A profundidade de corte axial representa o ganho no processo de auto-excitação das vibrações. Quando ocorrem vibrações e conseqüentemente variações na espessura do cavaco, a retro-alimentação fornecida pela variação da força gerada é proporcional à profundidade de corte axial. Para um valor suficientemente pequeno da profundidade de

corte axial o processo é sempre estável, quando o seu valor limite é ultrapassado o processo torná-se instável [2, 21, 57].

#### **b) Profundidade de corte radial**

Geralmente no fresamento os efeitos das profundidades de corte radial e axial sobre a estabilidade são similares. Portanto, o produto de ambas determina a estabilidade. Isto significa para uma determinada condição de avanço e velocidade de corte, este produto indica uma taxa de remoção de material limite constante independente da combinação das profundidades de corte [2, 21].

#### **c) Velocidade de corte**

A velocidade de corte afeta a estabilidade de duas maneiras. A primeira delas está associada ao processo de amortecimento que ocorre em velocidades de corte muito baixas, tipicamente abaixo de 25 m/min, onde o aumento da estabilidade é bastante significativo. Outro efeito ocorre em velocidades de corte mais elevadas, e está associado à diferença de fase entre as ondulações referentes a cortes subseqüentes [2, 18, 21].

#### **d) Avanço**

O efeito do avanço sobre a estabilidade geralmente não é muito forte e está relacionado principalmente ao seu efeito sobre a pressão específica de corte [2, 57]. Em operações de torneamento e mandrilamento, ocorre aumento da estabilidade para avanços maiores. Geralmente as profundidades de corte limites são menores para avanços pequenos, e operações com cavacos de pequena espessura, como o fresamento de engrenagens, são mais propensas ao surgimento de vibrações. Contudo, este efeito não se aplica necessariamente as demais operações de fresamento, onde as vibrações geralmente se elevam com o aumento do avanço [2].

#### **e) Número de dentes da fresa**

Quanto maior o número de dentes usinando simultaneamente maior é a tendência do surgimento das vibrações regenerativas, devido ao efeito acumulativo da diferença de fase entre as ondulações de cortes subseqüentes [2, 21].



### 2.8.4 Cartas de estabilidade

O conceito de cartas de estabilidade foi estabelecido há mais de 40 anos por Tobias e Fishwick [69]. Entretanto, raramente foi colocado em prática, pelo menos de um modo sistemático até o advento da usinagem a altas velocidades [70]. A figura 2.21 mostra um exemplo deste diagrama. A coordenada vertical é a profundidade de corte axial e a horizontal corresponde à rotação. Para interpretar o gráfico considera-se as curvas como fronteira entre regiões de estabilidade (abaixo das curvas) e instabilidade (acima) onde ocorrem vibrações.

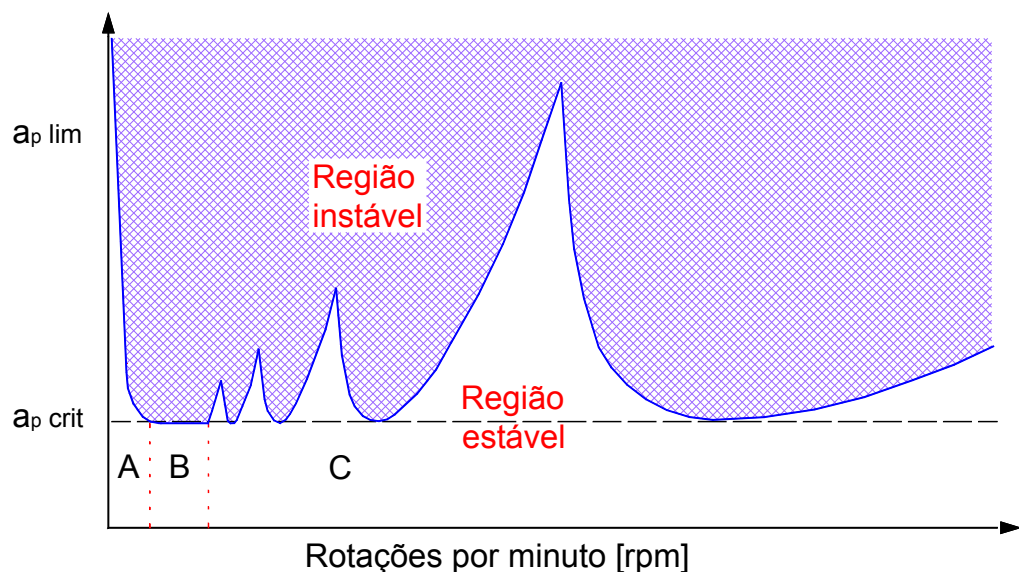


Figura 2.21 Carta de estabilidade [70].

Segundo Tlustý [18], para rotações mais baixas ocorre o efeito de amortecimento devido ao pequeno comprimento de onda das vibrações do modo dominante. O mecanismo de amortecimento pode ser explicado com auxílio da figura 2.22. A ferramenta se desloca da esquerda para a direita vibrando na direção vertical. Quando esta segue sua trajetória descendo a curva de A para B, o ângulo de incidência efetivo diminui, enquanto que subindo de C para D, este aumenta. A componente vertical da força de usinagem depende do valor do ângulo de incidência efetivo. Ela aumenta à medida que ele tende a zero ou torna-se negativo. Isto ocorre devido à maior interferência e atrito no flanco da ferramenta. A componente é máxima em B e mínima em D, variando em fase com a velocidade das vibrações, e está  $90^\circ$  defasada em relação ao deslocamento vibracional, que é máximo em A, caracterizando-se, portanto, uma força de amortecimento [18, 70].

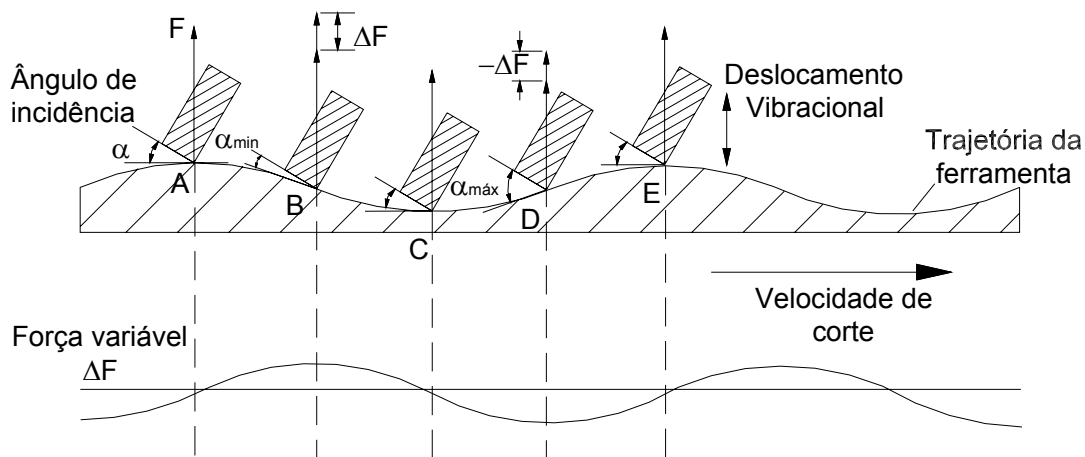


Figura 2.22 Processo de amortecimento [18].

À medida que a rotação se eleva, o processo de amortecimento deixa de existir, mas os efeitos dos lóbulos de estabilidade ainda não são visíveis. Em velocidades de rotação mais altas, que se aproximam de uma fração substancial da frequência de passagem de um dente, os lóbulos do diagrama passam a ser evidentes e as regiões de estabilidade aumentam. A maior estabilidade permitindo o maior valor de profundidade de corte estável é obtida com a velocidade de rotação do eixo na qual a frequência de passagem de um dente se iguala à frequência natural do sistema. O sistema é estável na ressonância da força de corte periódica com a frequência de passagem de um dente e a frequência natural do sistema [70-72]. As vibrações forçadas estarão no seu máximo, mas isto na maioria dos casos não é problema [2].

A carta da figura 2.21 ilustra a situação de um sistema com um grau de liberdade. Na realidade diversos modos vibratórios existem entre a ferramenta e a peça, e o diagrama de estabilidade contém diversos conjuntos de lóbulos. Entretanto, geralmente um modo é dominante e uma região de estabilidade é maior, indicando a velocidade de rotação para o corte mais estável [2].

### 2.8.5 Detecção de vibrações na usinagem

A faixa de frequência do sensor e sua localização relativa ao evento a ser medido são aspectos críticos na detecção e controle de vibrações no fresamento. Fresas de topo vibram tipicamente em frequências significativamente mais altas que as fresas de faceamento, portanto um sensor adequado deve ter uma banda de frequência suficiente para detectar vibrações para os dois tipos. Além disso, ele deve ser capaz de detectar

vibrações emanadas de várias fontes, uma vez que o sinal pode resultar das vibrações da peça, ferramenta, eixo-árvore ou da estrutura da máquina. Geralmente, quanto mais próximo o sensor estiver da região de corte, mais confiáveis serão as medições. Mas a formação do cavaco e fluidos de corte podem danificar ou afetar seriamente sensores delicados, como os de deslocamento por capacitância ou ópticos [72].

O surgimento de vibrações regenerativas no fresamento pode ser detectado através da análise do espectro da força de corte durante a usinagem. Se o pico corresponder à frequência de passagem dos dentes, dentro de uma pequena tolerância, então o sistema será estável. Caso contrário, o sistema estará vibrando em uma frequência próxima a um dos modos dominantes do sistema (figura 2.23) [70, 73, 74]. Os dinamômetros têm normalmente uma resposta adequada em baixas frequências. Vibrações em frequências acima de 1.000 Hz são difíceis de se detectar com este equipamento. Também ocorrem problemas de sensibilidade para pequenas seções de usinagem, onde as forças de corte são produzidas por um período muito curto durante a rotação da ferramenta e podem fornecer sinais não adequados para a detecção das vibrações [72].

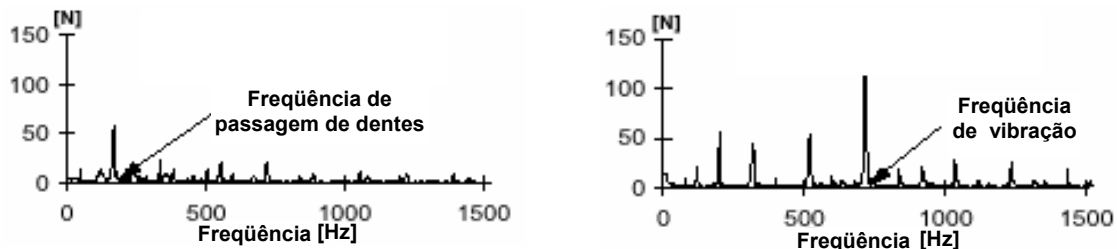


Figura 2.23 Espectro de frequência da força para corte estável e instável [74].

Davies *et al* [75] utilizaram dois sensores de capacitância montados em um dispositivo de fixação, para medir os deslocamentos da ferramenta durante a usinagem. Para a análise da estabilidade foram considerados a trajetória do eixo da fresa e os espectros dos sinais de deslocamento [75].

Segundo Müller [41], em máquinas-ferramentas que possuem eixos-árvores com mancais magnéticos é possível detectar vibrações a partir de leituras dos seus sensores de posicionamento. A análise é feita a partir das órbitas do eixo que correspondem a curvas descritas pelo rotor em um plano perpendicular ao seu eixo de rotação. Se não houver vibrações, o processo é suave e o eixo descreve aproximadamente a mesma curva em

duas rotações consecutivas. Quando ocorrem vibrações, o eixo descreve uma curva diferente a cada rotação [41].

Os acelerômetros, assim como sensores de deslocamento ópticos ou por impedância, quando posicionados em um ponto distante da aplicação da força de corte, podem se encontrar próximos a um ponto nodal de um modo de vibração. Geralmente, o posicionamento de um transdutor em um ponto ativo para todos os modos de vibração esperados na usinagem é uma tarefa difícil. Requer um conhecimento prévio do comportamento dinâmico sobre a faixa de operação da máquina. Fixações e ferramentas diferentes e diversas geometrias de peças produzem numerosas frequências e modos de vibração. Estes sensores são necessários em pelo menos dois eixos ortogonais para a medição correta das vibrações no plano de corte, pois a ferramenta pode vibrar em qualquer direção, a menos que a estrutura seja altamente acoplada. Outra limitação é que o sinal pode resultar das vibrações da peça, da ferramenta ou da estrutura da máquina. O posicionamento do sensor diretamente sobre qualquer dos componentes acima introduz problemas de transmissibilidade [72].

Segundo Smith e Tlustý [76] os microfones fornecem um sinal aceitável para o uso na detecção e controle de vibrações na usinagem. São capazes de detectar sinais de vibrações provenientes da ferramenta, da peça e da máquina, mesmo para cortes com pequena seção de usinagem. Sua banda de frequência é adequada, e podem ser posicionados relativamente distantes da região de corte sem perda de sensibilidade. Um problema significativo pode existir quando os microfones são empregados em ambientes com muitas fontes de ruído. Ruídos de outras máquinas podem comprometer as medições da pressão sonora obtidas do processo de corte. Técnicas de direcionamento podem ser empregadas para isolar o processo de outras fontes potenciais de ruído [76].

## **2.8.6 Medidas para evitar vibrações auto-excitadas no fresamento**

### **a) Ferramentas especiais**

Em situações onde a relação comprimento-diâmetro ( $L/D$ ) exigida para a ferramenta é elevada, a utilização de materiais e geometrias que proporcionem maior rigidez ao sistema pode ser uma opção para se evitar vibrações. Ferramentas cônicas devem ser empregadas sempre que possível [65]. Outra possibilidade é o emprego de ferramentas que possuem em seu interior um sistema de amortecimento de vibrações. Este é composto por um corpo, que pode ser de metal-duro ou chumbo, apoiado por dois

anéis de borracha dispostos em suas extremidades, e circundado por óleo. Se uma oscilação surgir durante o processo, o sistema entrará imediatamente em ação, absorvendo a energia cinética da ferramenta. A ação de amortecimento ocorre devido à dissipação da energia através de perdas por atrito entre o corpo e o óleo [77,78].

Poucas ferramentas rotativas têm o sistema de amortecimento diretamente construído em seus corpos. Porém, existem adaptadores com sistema de amortecimento que podem ser combinados com as ferramentas rotativas. Desta forma, diferentes combinações de ferramentas especiais podem ser obtidas e operações de usinagem que exigem elevadas relações comprimento-diâmetro ( $L/D$ ) podem ser realizadas satisfatoriamente [77]. Entretanto, por razões construtivas, estes sistemas dificilmente são empregados em ferramentas de pequenos diâmetros.

É possível melhorar a estabilidade do processo através do uso de fresas especiais que são projetadas para perturbar a regeneração das ondas na superfície de corte, a qual é o principal mecanismo da auto-excitação. Tais projetos usam espaçamento não-uniforme entre os dentes. Isto faz com que durante a usinagem os ângulos de fase das ondulações subseqüentes não sejam iguais, não podendo se ajustar simultaneamente a uma fase ótima para a regeneração (figura 2.24) [2, 79, 80].

Outro projeto usa dentes com hélices alternadas. O seu princípio de ação considera que inicialmente ondulações são deixadas por um dente com um ângulo de hélice nulo, e como o dente seguinte tem um ângulo de hélice elevado, ao invés de reproduzir as ondas precedentes, corta através delas; portanto a variação média da espessura do cavaco é muito pequena. Estes projetos não são muito comuns, mas são empregados quando outros métodos para atingir um processo estável não são possíveis [2].

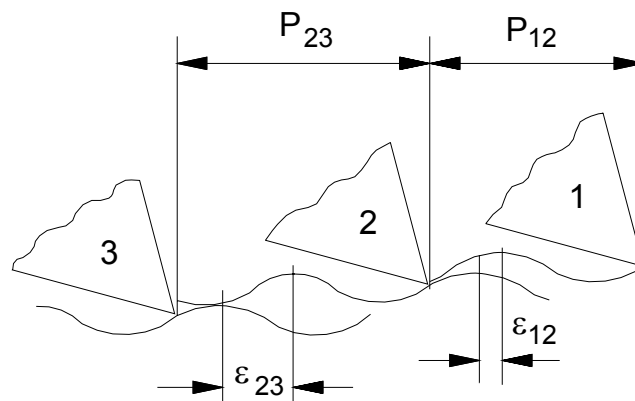


Figura 2.24 Efeito das fresas de passo não-uniforme [2].

Em alguns casos, mesmo quando as ferramentas são rígidas, as vibrações podem ocorrer pela natureza da peça. Um exemplo é a usinagem de peças com paredes finas. Neste caso, a usinagem é feita passe a passe e a parede se torna mais flexível. Eventualmente, as vibrações forçadas da parede previamente usinada levam a um contato indesejado com a ferramenta acima da zona de corte. Este aumento na profundidade de corte axial leva a vibrações [81]. Segundo Smith e Tlustý [82], esta situação pode ser remediada através de um alívio, ou eliminação dos gumes de corte acima da região de corte pretendida. Em tal situação a máxima taxa de remoção é atingida tornando o comprimento do gume o mais próximo possível da máxima profundidade estável (figura 2.25) [82].

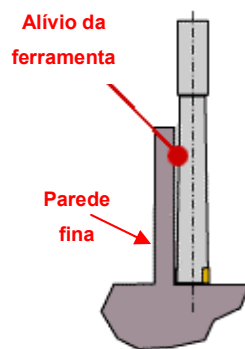


Figura 2.25 Ferramenta com alívio para usinagem de paredes finas [68].

#### b) Planejamento do processo empregando cartas de estabilidade

O método mais empregado consiste em preparar as cartas de estabilidade a partir de experimentos, e selecionar as velocidades de corte e profundidades de corte axiais e radiais que possibilitam a usinagem isenta de vibrações. Porém, um considerável número de testes é requerido para se obter as cartas experimentalmente [81]. Por algum tempo, uma forma de contornar o problema foi medir as características dinâmicas do sistema máquina-ferramenta-peça, e calcular as cartas de estabilidade usando equações simplificadas [69, 83, 84]. Porém o equacionamento simplificado faz considerações que não são verdadeiras, como o uso de uma direção média para a força de corte [81]. Estimativas mais precisas foram obtidas através de simulações no domínio do tempo particularizadas para cada caso [63, 85-93], e mais recentemente simulações analíticas [67,94-103]. As primeiras fornecem como dados de saída os deslocamentos da ferramenta e as componentes da força de usinagem em função do tempo, a partir dos quais se pode avaliar o acabamento da superfície e a estabilidade do sistema para uma

determinada condição de corte. Porém, inúmeras simulações são necessárias para gerar uma carta de estabilidade e deve ser tomado cuidado para se evitar instabilidades numéricas no cálculo de deslocamentos muito pequenos. As não-linearidades como perda de contato da ferramenta durante o corte, regeneração múltipla e constantes de corte não-lineares são negligenciadas na análise de estabilidade linear. No entanto, esta permite um melhor entendimento do processo, sendo um método mais simples e rápido de se prever condições de usinagem isentas de vibrações [67].

Segundo Davies *et al* [104], a teoria do efeito regenerativo é mais precisa quando a profundidade de corte radial é elevada. Para cortes altamente interrompidos, como em condições de acabamento no fresamento de perfis onde o tempo gasto por um dente cortando é apenas uma fração do período de rotação, o número de rotações que permitem maior estabilidade pode dobrar. Uma possível explicação é que a regeneração é minimizada quando a ferramenta retorna à mesma posição no início de cada corte [104]. Segundo Moon [105] em função das sucessivas perdas de contato da fresa com a peça pode haver alternâncias entre a dinâmica do efeito regenerativo e a de um sistema oscilatório simples. Estas podem resultar em movimento periódico estável ou quase-periódico, ou até mesmo movimento caótico [105].

Thusty *et al* [106] e Weck *et al* [107] empregaram simulações no domínio do tempo para gerar bancos de dados contendo parâmetros de corte apropriados para assegurar a estabilidade do processo. Posteriormente estes foram usados no desenvolvimento de estratégias de usinagem dinamicamente corrigidas, a fim de otimizar a taxa de remoção de material sem comprometer o acabamento da superfície.

Outra possibilidade consiste em manipular as características dinâmicas da ferramenta. O comprimento da ferramenta afeta tanto a rotação que corresponde à zona de maior estabilidade do diagrama quanto a profundidade de corte axial crítica. Este tem forte efeito sobre a frequência do modo que é mais flexível, e conseqüentemente dominante no diagrama de estabilidade [71]. Portanto, a dinâmica da ferramenta pode ser alterada a fim de tirar o máximo proveito da capacidade do eixo-árvore. Isto é possível mudando-se o comprimento da ferramenta de tal forma que a região de maior estabilidade caia sob a máxima rotação do eixo-árvore [82].

Alternativamente aos testes de impacto, Schmitz *et al* [108] utilizaram a própria rotação do eixo para produzir uma excitação impulsiva, posicionando um ímã próximo à ponta da ferramenta (figura 2.26). Quando a ferramenta gira e seus dentes passam pelo ímã, uma pequena força impulsiva é periodicamente aplicada sobre ela, gerando um

sinal com energia contida na frequência de passagem dos dentes e seus harmônicos. Quando um destes harmônicos se iguala à frequência natural do sistema, ocorre a ressonância. As rotações que satisfazem a esta condição correspondem àquelas que proporcionam as maiores profundidades de corte nas cartas de estabilidade. As ressonâncias da ferramenta são detectadas por um sensor de deslocamento, à medida que a rotação é variada ao longo da faixa de operação desejada [108].

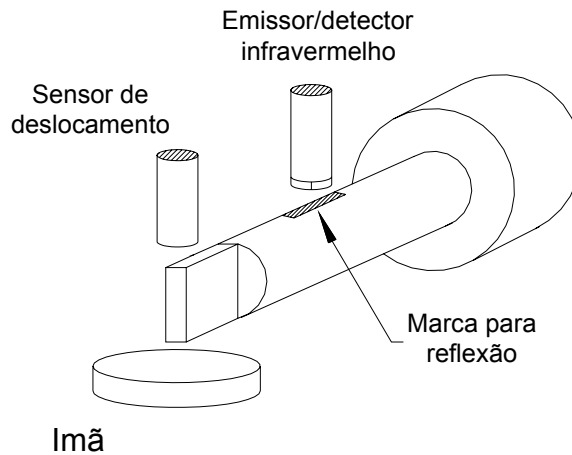


Figura 2.26 Excitação impulsiva através de um ímã [108].

Smith *et al* [109] propõem o emprego de cartas de estabilidade baseadas na potência requerida para realizar as operações de usinagem no limite da estabilidade. Estas adquirem maior importância para rotações mais elevadas, onde a potência do motor de acionamento do eixo-árvore pode limitar o emprego das zonas de maior estabilidade.

A obtenção de uma carta de estabilidade útil para aplicações práticas pode ser dificultada se as estruturas da máquina-ferramenta e da peça têm geometrias complexas, ou seja, quando a dinâmica do processo é de difícil previsão. Pode não ser possível desenvolver uma carta de estabilidade única que seja aplicada para todo o corte e, em qualquer momento as velocidades de rotação ótimas, que resultam em um bom acabamento superficial e uma alta taxa de remoção, serão sensíveis à qualidade do modelo empregado para prever seu comportamento dinâmico [110].

### c) Variação cíclica da velocidade de corte

A variação cíclica da velocidade tem a propriedade de eliminar as frequências de excitação do efeito regenerativo e das vibrações forçadas que se desenvolvem durante a usinagem com velocidade constante [110]. Segundo Altintas e Chan [111], quando a



rotação é variada ciclicamente, as fases entre as modulações internas e externas do cavaco são perturbadas, o que conduz a um aumento da estabilidade. A maioria das pesquisas iniciais envolvendo este conceito, foram aplicadas a processos com ferramentas de gume único como torneamento e mandrilamento. Para estes processos, a programação da variação da velocidade feita por um gerador de sinal de onda triangular foi considerada adequada para operações de desbaste, onde um pequeno nível de vibrações é tolerado [112, 113].

Segundo Radulescu [110], para o fresamento a programação da variação da velocidade dada por uma onda senoidal é considerada a mais apropriada, sob o ponto de vista da implementação. A variação cíclica da velocidade é especialmente efetiva quando o sistema muda seu modo dominante durante o corte, ou quando o sistema tem diversos modos de vibração provenientes de partes estruturais que são usinadas simultaneamente, ou quando o acoplamento de modos é moderado [110]. O método apresenta a vantagem de necessitar de apenas um sistema com motor de acionamento de velocidade contínua, disponível em muitas máquinas-ferramentas, e por ser um sistema aberto dispensa o uso de sensores e atuadores na região de corte [112]. Contudo, é difícil empregar este método em altas velocidades, porque à medida que a velocidade aumenta torna-se complicado realizar suficientes alterações da rotação. Além disso, este método não leva em consideração os efeitos do diagrama de estabilidade [81].

#### **d) Detecção e controle de vibrações durante o processo**

Existem sistemas capazes de detectar e controlar vibrações durante o processo de fresamento. Weck *et al* [114] desenvolveram um sistema de controle adaptativo que emprega um sensor de torque composto por “*strain gages*” fixados diretamente no eixo-árvore da máquina. Os sinais são transmitidos ao sistema de controle que reconhece a presença de vibrações através das componentes dinâmicas do sinal de torque. O controle de um processo instável é feito por uma variação sistemática da rotação ou alternativamente pela redução da profundidade de corte axial [114].

Smith e Tlustý [76] desenvolveram um sistema de reconhecimento e controle de vibrações através do som da operação de usinagem. A pressão sonora é medida através de um microfone e uma placa de aquisição de sinais gerenciados por um microcomputador. A FFT do sinal é computada e quando um pico ultrapassa um valor limite na frequência das vibrações, o sistema interrompe a usinagem, ajustando o valor

da rotação. A nova rotação é obtida coincidindo-se a frequência de passagem de dentes, ou seja, a frequência da força de excitação, àquela das vibrações [72, 76].

A principal desvantagem destes métodos para aplicações práticas é que as vibrações devem surgir, mesmo que por um breve instante, para serem detectadas. Isto significa que uma região da peça pode ter seu acabamento de superfície comprometido antes que a velocidade de rotação estável seja alcançada [76].

## 2.9 Modelos do processo

A figura 2.27 mostra esquematicamente uma operação de fresamento de topo reto.

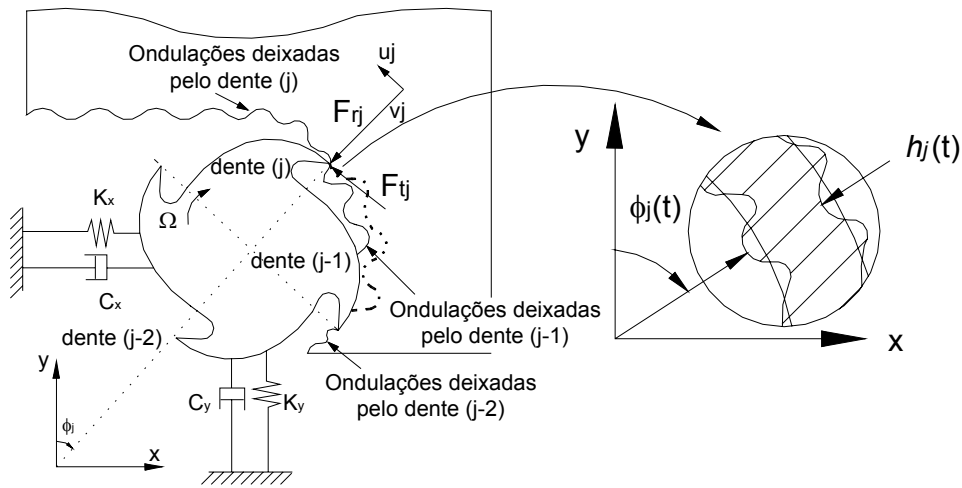


Figura 2.27 Representação esquemática de uma operação de fresamento [57].

Considera-se que a fresa tem  $N$  dentes com ângulo de hélice nulo. Ela gira a uma velocidade angular constante  $\Omega$  e tem um passo angular  $\varphi_p = 2\pi/N$ . A frequência de passagem de dentes e o período são definidos como  $f_d = N\Omega$  e  $\tau = 1/f_d$ , respectivamente, e o avanço por dente é  $f_z$ . O ângulo entre cada dente e o eixo vertical é  $\varphi_j$ . Eles variam no tempo de acordo com a expressão abaixo [67,94-97]:

$$\varphi_j = 2\pi/N + j\varphi_p \quad (2.7)$$

As forças de corte excitam a estrutura nas direções de avanço (X) e normal (Y), causando deslocamentos dinâmicos  $x$  e  $y$ , respectivamente. A espessura de cavaco instantânea,  $h(\varphi_j)$ , é calculada por:

$$h(\varphi_j) = [f_z \cdot \sin\varphi_j - (\Delta x \cdot \sin\varphi_j + \Delta y \cdot \cos\varphi_j)] \cdot g(\varphi_j) \quad (2.8)$$

onde

$$\begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x(t - \tau) - x(t) \\ y(t - \tau) - y(t) \end{pmatrix} \quad (2.9)$$

e

$$g(\varphi_j) = \begin{cases} 0, \varphi_j < \varphi_e, \varphi_j > \varphi_a \\ 1, \varphi_e \leq \varphi_j \leq \varphi_a \end{cases} \quad (2.10)$$

A função passo unitária  $g(\varphi_j)$  determina se o dente está dentro ou fora do corte. A espessura do cavaco não é nula quando  $\varphi_j$  está entre o ângulo de entrada  $\varphi_e$  e o de saída  $\varphi_a$ .

As forças de corte tangencial  $F_{tj}$  e radial  $F_{rj}$  atuando no dente  $j$  são proporcionais à profundidade de corte axial  $a_p$  e a espessura do cavaco  $h(\varphi_j)$ .

$$F_{tj} = K_t \cdot a_p \cdot h(\varphi_j) \quad (2.11)$$

$$F_{rj} = K_r \cdot F_{tj} \quad (2.12)$$

onde os coeficientes de força  $K_t$  e  $K_r$  são constantes. Decompondo as forças de corte nas direções  $x$  e  $y$  e somando-as para todos os dentes, as forças dinâmicas totais atuando na fresa são encontradas:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \sum_{j=1}^N \begin{pmatrix} \cos\varphi_j & \sin\varphi_j \\ -\sin\varphi_j & \cos\varphi_j \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{tj} \\ F_{rj} \end{pmatrix} \quad (2.13)$$

O comportamento dinâmico do sistema é dado pelas equações diferenciais:

$$m_x x'' + c_x x' + k_x x = F_x \quad (2.14)$$

$$m_y y'' + c_y y' + k_y y = F_y \quad (2.15)$$

Na solução no domínio do tempo proposta por Tlustý e Ismail [85] estas são resolvidas iterativamente pelo método de Euler. As acelerações são calculadas a partir das forças para cada grau de liberdade e duplamente integradas para se chegar aos deslocamentos da ferramenta. As equações abaixo são referentes à direção de avanço.

$$x'' = \frac{(F_x - c_x x' - k_x x)}{m_x} \quad (2.16)$$

$$x' = x'' dt + x' \quad (2.17)$$

$$x = x' dt + x \quad (2.18)$$

No método proposto por Altintas e Budak [67,94-95], os termos dependentes do tempo da equação (2.13) são expandidos em uma série de Fourier e somente o termo constante é retido. Isto resulta na seguinte expressão independente do tempo para a força em função dos deslocamentos da ferramenta.

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \frac{1}{2\phi_p} a_p \cdot K_t \begin{pmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Delta x(t - \tau) \\ \Delta y(t - \tau) \end{pmatrix} \quad (2.19)$$

onde os componentes da matriz são definidos por:

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} [\cos 2\phi - 2K_r \phi + K_r \sin 2\phi] \quad \begin{matrix} \phi_{ex} \\ \phi_{st} \end{matrix} \quad (2.20)$$

$$\alpha_{xy} = \frac{1}{2} [-\sin 2\phi - 2\phi + K_r \cos 2\phi] \quad \begin{matrix} \phi_{ex} \\ \phi_{st} \end{matrix} \quad (2.21)$$

$$\alpha_{yx} = \frac{1}{2} [-\sin 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi] \quad \begin{matrix} \phi_{ex} \\ \phi_{st} \end{matrix} \quad (2.22)$$

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} \left[ -\cos 2\varphi - 2K_r \varphi - K_r \sin 2\varphi \right]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \quad (2.23)$$

No domínio de Laplace, a resposta estrutural do sistema na ponta da ferramenta pode ser representada pela matriz função transferência com segue:

$$\begin{Bmatrix} x(s) \\ y(s) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} G_{xx}(s) & G_{xy}(s) \\ G_{yx}(s) & G_{yy}(s) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x(s) \\ F_y(s) \end{Bmatrix} \quad (2.24)$$

Tomando a transformada de Laplace da equação (2.19) e combinando-a com a equação (2.24) resulta em:

$$\left\{ I - a_p \cdot K_t (1 - e^{-s\tau}) \cdot G(s) \cdot A_0 \right\} \begin{pmatrix} x(s) \\ y(s) \end{pmatrix} = 0 \quad (2.25)$$

onde  $A_0 = (1/2\varphi_p) \cdot \alpha$  e  $I$  é uma matriz identidade  $2 \times 2$ . A equação (2.25) tem uma solução não-trivial se o seu determinante é zero.

$$\left| I - a_p \cdot K_t (1 - e^{-s\tau}) \cdot G(s) \cdot A_0 \right| = 0 \quad (2.26)$$

Os sinais das partes reais das raízes da equação (2.26) determinam a estabilidade do sistema. Colocando  $s = i \cdot \omega_c$  como condição limite de estabilidade, os valores de  $a_p$  e  $\tau$  para quais o sistema se torna instável podem ser obtidos.



## CAPÍTULO 3

### MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia empregada neste trabalho foi baseada no desenvolvimento experimental de ensaios sistemáticos em laboratório reproduzindo situações similares às encontradas no ambiente industrial. Os experimentos foram planejados a fim de pesquisar a importância relativa dos parâmetros de corte e das características dinâmicas dos sistemas resultantes de diferentes combinações de montagem (ferramentas, porta-ferramentas e eixos-árvores) sobre a estabilidade dinâmica do fresamento de topo a altas velocidades. Foram analisados os processos de desbaste com fresas de topo reto e topo toroidal, e acabamento com fresas de topo reto e topo esférico. As características dinâmicas dos sistemas foram determinadas por testes de impacto. As peças foram consideradas rígidas. A avaliação da estabilidade do processo foi feita a partir dos parâmetros de textura das peças usinadas e da análise dos sinais de áudio, força e deslocamento medidos durante o processo. Também foram realizadas simulações computacionais a partir de modelos do processo. As características de todos os equipamentos utilizados estão no Anexo 1.

#### **3.1 Determinação das Funções Resposta em Freqüência (FRF's)**

As funções resposta em freqüência na ponta das ferramentas para todas as diferentes montagens (ferramentas, porta-ferramentas e máquinas) foram obtidas por teste de impacto. Para tal, foi fixado um acelerômetro na extremidade das ferramentas montadas nas máquinas e estas excitadas por um martelo munido de um transdutor de força piezelétrico. Os sinais foram processados por um analisador de sinais dinâmicos (Anexo I). Assim, foram identificadas as freqüências naturais necessárias na interpretação dos resultados experimentais e os demais parâmetros modais usados nas simulações.

#### **3.2 Parâmetros empregados para avaliação da estabilidade**

##### **3.2.1 Textura da superfície**

Os valores dos parâmetros de rugosidade e de ondulação da superfície representam uma medida relativa para a estabilidade do processo. Neste contexto, a noção de estabilidade foi empregada no sentido tecnológico, priorizando o resultado de trabalho. Um processo estável foi caracterizado por uma qualidade de superfície relativamente boa, enquanto que um instável foi associado a um acabamento de

superfície deteriorado. Para medição dos parâmetros de textura foram usados um rugosímetro portátil e outro de bancada (Anexo I). Os parâmetros de rugosidade,  $R_a$  (Desvio médio aritmético de rugosidade ou Rugosidade média) e  $R_z$  (Profundidade média de rugosidade), e de ondulação  $W_t$  (Profundidade da ondulação) foram medidos na direção do avanço. Cada medição foi realizada três vezes e posteriormente foram calculados os valores médios. As medições foram feitas usando o mesmo *cut-off* de 0,8 mm, para que pudessem ser feitas análises comparativas entre os resultados.

### 3.2.2 Pressão sonora

A opção pelo emprego de um microfone como principal sensor para detecção do surgimento de vibrações durante o processo foi escolhida em função da sua adequada banda de frequência, e capacidade de detectar sinais de vibração provenientes da ferramenta, da peça ou da máquina, mesmo para cortes com pequena seção de usinagem. Para a medição do sinal de áudio durante a usinagem foi utilizado um sistema composto dos seguintes elementos: microfone de campo aberto de  $\frac{1}{2}$ ", condicionador de sinal, placa de aquisição de sinais, microcomputador e programa para análise dos sinais (Anexo I). A máxima frequência de análise foi de 10 kHz.

O microfone foi colocado na área de trabalho da máquina próximo ao corpo de prova (figura 3.1). Desta forma o sinal da pressão sonora no domínio do tempo e seu espectro de frequência podiam ser visualizados na tela do microcomputador ao final de cada teste. Para o cálculo do nível da pressão sonora foi usado como referência o valor  $20 \mu\text{Pa}$ .



Figura 3.1 Sistema de aquisição do sinal de áudio.



### 3.2.3 Deslocamentos da ferramenta

Para medição dos deslocamentos da ferramenta no plano de corte durante a usinagem foram usados dois sensores de deslocamento que funcionam com o princípio de corrente parasita. Estes foram montados em um dispositivo de fixação que foi acoplado ao cabeçote da máquina-ferramenta conforme a figura 3.2. A montagem foi feita de modo a permitir a medição em dois eixos ortogonais. A medição foi realizada de forma indireta, uma vez que foi necessário o uso de uma polia de alumínio fixada por contração térmica ao eixo da fresa a 30 mm de sua extremidade, similarmente ao método usado por Neves [115]. A concentricidade entre a polia e a ferramenta foi mantida abaixo de 0,004 mm pelo torneamento do conjunto montado. Também compunham o sistema de medição: fontes para alimentação dos sensores, placa de aquisição, microcomputador e programa para análise de sinais (Anexo I). A frequência de aquisição empregada foi de 10 kHz. O sistema foi devidamente calibrado para a faixa de medição de interesse empregando-se um micrômetro.

Para a análise da estabilidade foram considerados os espectros dos sinais de deslocamento e a seção de Poincaré do movimento. Esta corresponde a um gráfico cujas coordenadas correspondem aos deslocamentos em x e y, e são apresentados os pontos amostrados na frequência de rotação do eixo-árvore [75,116].

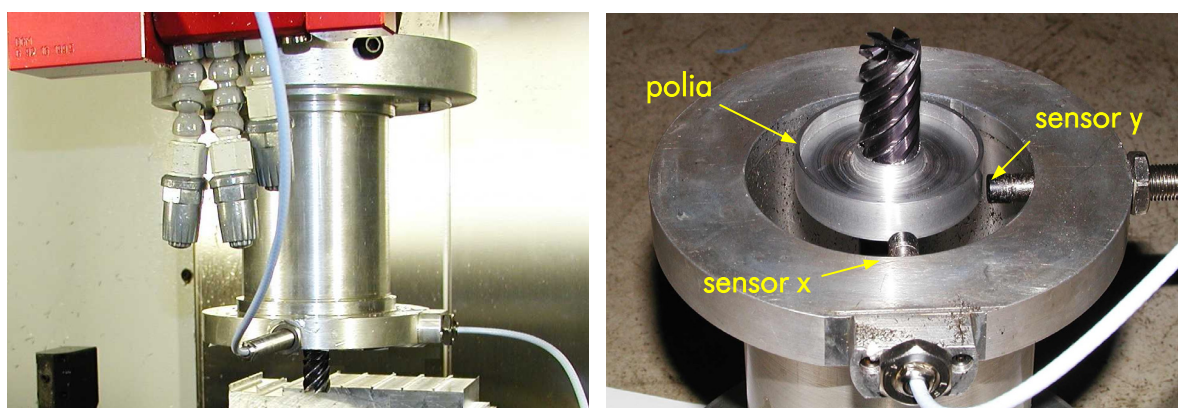


Figura 3.2 Sistema para medição dos deslocamentos da ferramenta.

### 3.2.4 Forças na usinagem

As componentes das forças de usinagem foram medidas através de um sistema de medição piezelétrico composto de uma célula de carga, amplificadores de sinais, placa de aquisição, microcomputador e programa para análise dos sinais (figura 3.3), conforme Anexo 1. A taxa de aquisição empregada foi de 10 kHz. O sistema foi

calibrado empregando-se massas-padrão. As forças de usinagem médias foram usadas no cálculo dos coeficientes da força de usinagem empregados como dados de entrada para as simulações. O seu comportamento dinâmico foi considerado na avaliação da estabilidade do processo.

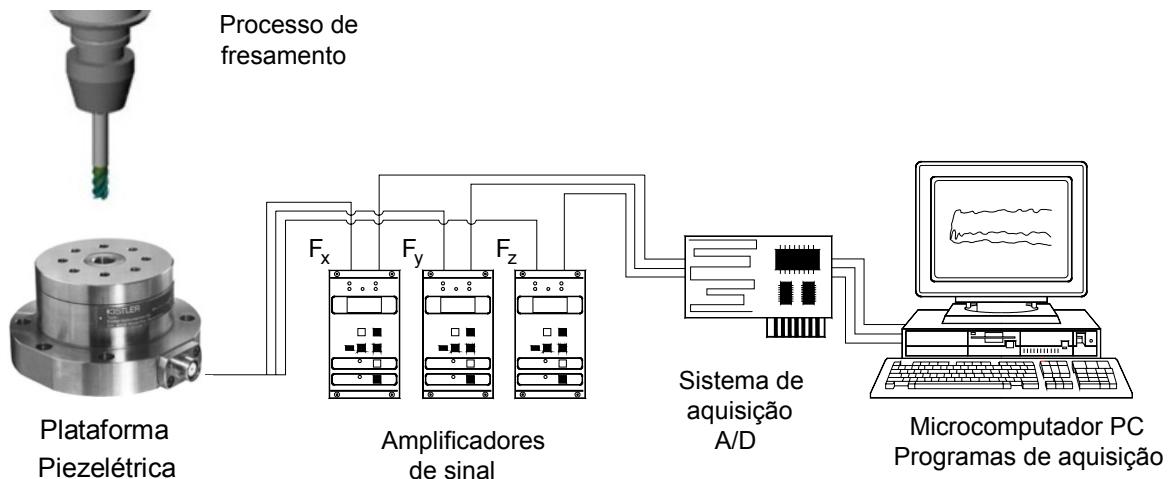


Figura 3.3 Sistema para medição das forças de usinagem.

### 3.3 Materiais usados

Os materiais usados foram a liga de alumínio 7075-T6 e os aços ABNT P20 e ABNT H13 (vide Anexo II). Estes foram escolhidos devido a sua ampla aplicação na indústria aeronáutica e na fabricação de moldes e matrizes.

Os corpos de prova foram dimensionados e fixados à máquina de tal forma que pudessem ser considerados rígidos e que as instabilidades dinâmicas se devessem exclusivamente à flexibilidade do sistema composto pela ferramenta, porta-ferramenta e eixo-árvore.

### 3.4 Ferramentas e sistemas de fixação

As fresas de topo reto empregadas nos ensaios eram inteiriças de metal-duro com microgrãos. Segundo o fabricante, estas eram recomendadas principalmente para o fresamento de canais e acabamento de perfis para peças de aço, porém o seu emprego não acarretaria maiores problemas na usinagem de ligas de alumínio tratadas termicamente.

A fresa de topo toroidal empregada era composta de um suporte de aço e de uma cápsula na qual eram fixados os inserts intercambiáveis. Este possuía uma interface HSK para a montagem diretamente no eixo-árvore da máquina.

Nos experimentos de fresamento de topo esférico foram empregadas ferramentas inteiriças de metal-duro, e ferramentas compostas por insertos intercambiáveis fixadas a suportes de aço e de metal-duro. Para a fixação das ferramentas foram empregados mandris hidráulicos e de contração térmica.

As principais características geométricas das ferramentas e dos sistemas de fixação são mostradas no Anexo III.

### **3.5 Máquinas-ferramentas**

A maioria dos experimentos foram realizados em um centro de usinagem a altas velocidades Hermle C800U do SENAI-CIMATEC de Salvador-BA. Para os ensaios que envolveram medições dos deslocamentos da ferramenta e forças na usinagem foi empregado um centro de usinagem a altas velocidades Hermle C600U do Instituto Tecnológico da Aeronáutica (ITA) em São José dos Campos-SP. Ambas as máquinas possuem rotação máxima de 16.000 rpm e potência de 15 kW (vide demais características no Anexo IV).

Também foram realizados ensaios em um centro de usinagem Thyssen Hüller Hille NBH-65 do Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Nesta máquina foi adaptado um eixo-árvore com mancal magnético ativo modelo HF 200 MA-40 produzido pela firma IBAG, com rotação máxima de 40.000 rpm e potência de 40 kW (Anexo IV).

### **3.6 Meios lubri-refrigerantes**

Não foram empregados meios lubri-refrigerantes para a maioria dos experimentos. A exceção ocorreu apenas para os ensaios com mandril de contração térmica no fresamento da liga de alumínio 7075-T6, nos quais foi empregado o óleo emulsionável semi-sintético ULTRACUT-370 do fabricante ROCOL.



## CAPÍTULO 4

### CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO SISTEMA

De uma forma geral, as estruturas da máquina-ferramenta e da peça têm geometrias complexas, e a dinâmica do processo é de difícil previsão. Em muitas situações de usinagem, o sistema tem múltiplos modos acoplados de vibração atuando em diferentes direções, ou modos dominantes de vibração que podem mudar de uma posição para outra do corte. No fresamento de topo, as fresas costumam ser a parte mais flexível no sistema, uma vez que sua relação comprimento-diâmetro ( $L/D$ ) é elevada e, portanto, suas características geométricas e propriedades mecânicas têm influência direta sobre a rigidez e as frequências naturais resultantes. O método de elementos finitos (MEF) é um procedimento útil para a obtenção das frequências naturais e modos de vibração da estrutura de tais sistemas, mas tem limitações, uma vez que envolve aproximações [71,117]. Este transforma um sistema de equações diferenciais que descrevem o problema num sistema de equações algébricas, através da aproximação do meio contínuo para um modelo discreto [118].

Considerando a ferramenta como uma viga em balanço, os valores da frequência natural ( $f_n$ ) e da rigidez ( $k$ ) para o primeiro modo de vibração podem ser calculados, respectivamente, por [119]:

$$f_n = \frac{3,52}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{EI}{\rho L^4}} \quad (4.1)$$

$$k = \frac{3EI}{L^3} \quad (4.2)$$

onde  $E$  é o módulo de elasticidade,  $I$  é o momento de inércia,  $L$  é o comprimento em balanço e  $\rho$  é a massa por unidade de comprimento.

As frequências naturais resultantes de diferentes montagens de ferramentas e porta-ferramentas foram obtidas pelo método de elementos finitos. Estas também foram calculadas pela equação (4.1). Os resultados foram comparados com os encontrados experimentalmente por teste de impacto. As propriedades mecânicas dos materiais empregadas na análise são mostradas na tabela 4.1.

Tabela 4.1 Propriedades mecânicas dos materiais [120].

Propriedades do material	Aço de alta resistência	Metal-duro
Módulo de Elasticidade (GPa)	200	630
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	7.850	14.780
Coeficiente de Poisson	0,32	0,22

O gráfico da figura 4.1 mostra os resultados encontrados para a frequência natural do 1º modo de vibração em função do comprimento em balanço para uma fresa de topo de metal-duro com 16 mm de diâmetro.

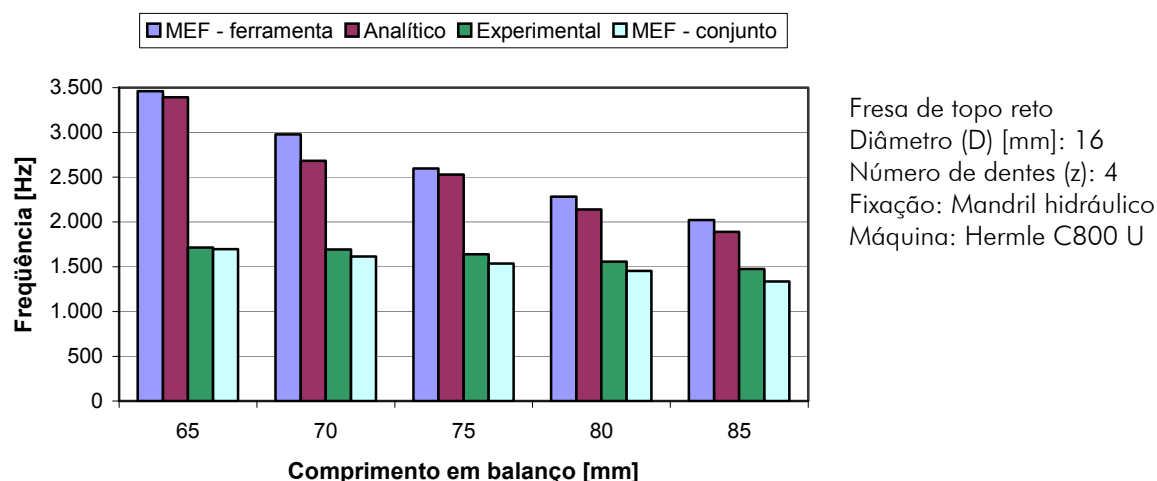


Figura 4.1 Frequências naturais para o 1º modo de vibração de uma fresa de topo reto.

Os resultados do cálculo analítico e pelo método de elementos finitos são próximos, quando apenas a ferramenta é considerada. Entretanto, estes valores são consideravelmente mais elevados que os encontrados experimentalmente. A diferença diminui à medida que o comprimento em balanço da ferramenta aumenta. Quando o porta-ferramenta é incluído na análise por elementos finitos, os resultados se aproximam dos experimentais, sendo as variações nas frequências naturais menos sensíveis às mudanças no comprimento em balanço da fresa.

A figura 4.2 mostra os modos de vibração para um comprimento em balanço  $L = 65$  mm. Como condições de contorno foram considerados os sulcos para a transmissão do torque e a fixação do porta-ferramenta ao eixo-árvore através da superfície interna do cone, característica do sistema HSK.

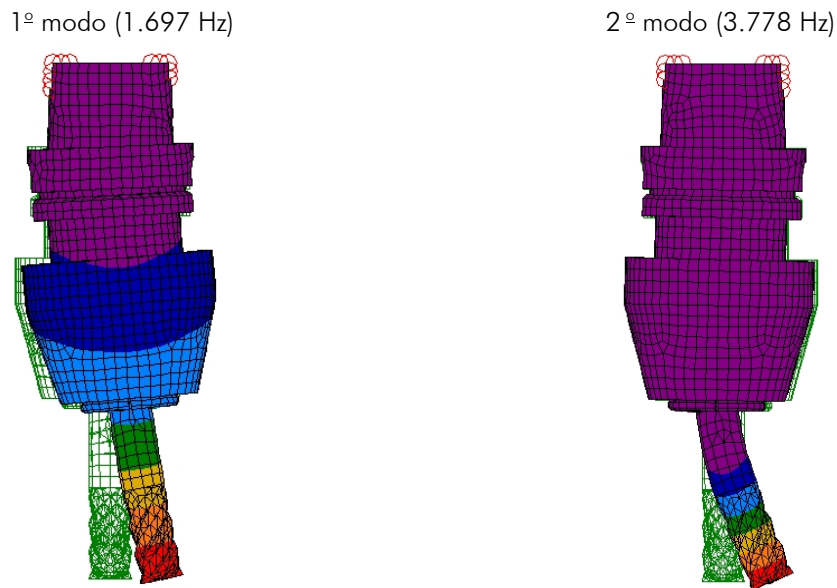


Figura 4.2 Modos de vibração do sistema para  $L = 65$  mm.

As diferenças entre os valores simulados e experimentais para as frequências do 2º modo tenderiam a diminuir, caso as características do eixo-árvore fossem levadas em conta na análise.

O gráfico da figura 4.3 mostra os resultados encontrados para uma fresa de topo reto de 12 mm de diâmetro. A exemplo dos resultados obtidos para a ferramenta de maior diâmetro, a inclusão do porta-ferramenta aproxima os resultados da análise por elementos finitos aos encontrados experimentalmente. As frequências são mais elevadas, e como seu diâmetro é menor seus valores são mais sensíveis às variações no comprimento em balanço.

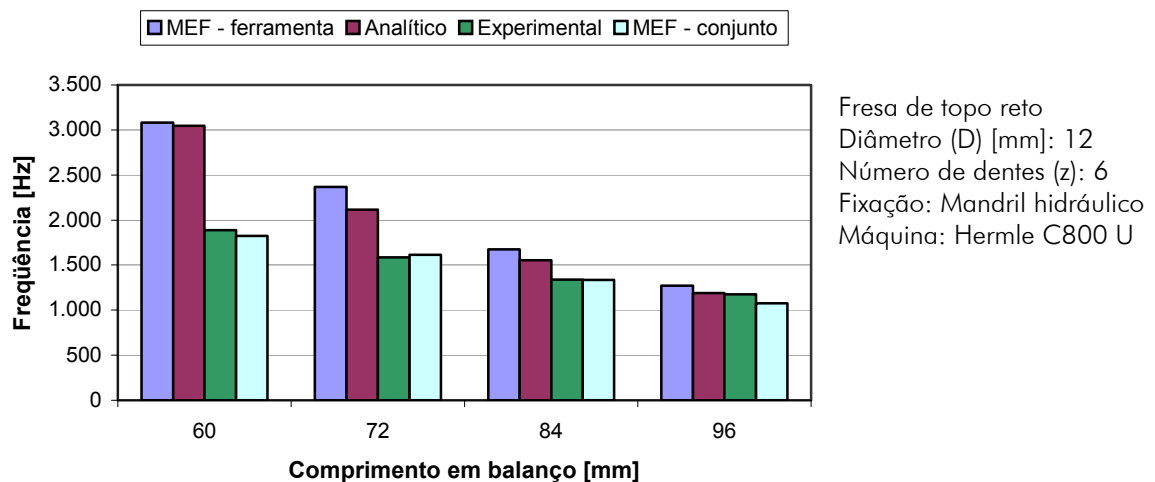


Figura 4.3 Frequência natural em função do comprimento em balanço.

Para a fresa de topo esférico de 8 mm, os resultados do cálculo analítico e pelo método de elementos finitos são próximos, mesmo quando o porta-ferramenta é incluído na análise (figura 4.4). Entretanto estes indicaram freqüências naturais mais elevadas que as encontradas experimentalmente. A diferença é menor para os maiores comprimentos em balanço. Com o crescente aumento de sua flexibilidade, as características dinâmicas do sistema advêm principalmente das propriedades mecânicas e características geométricas da ferramenta.

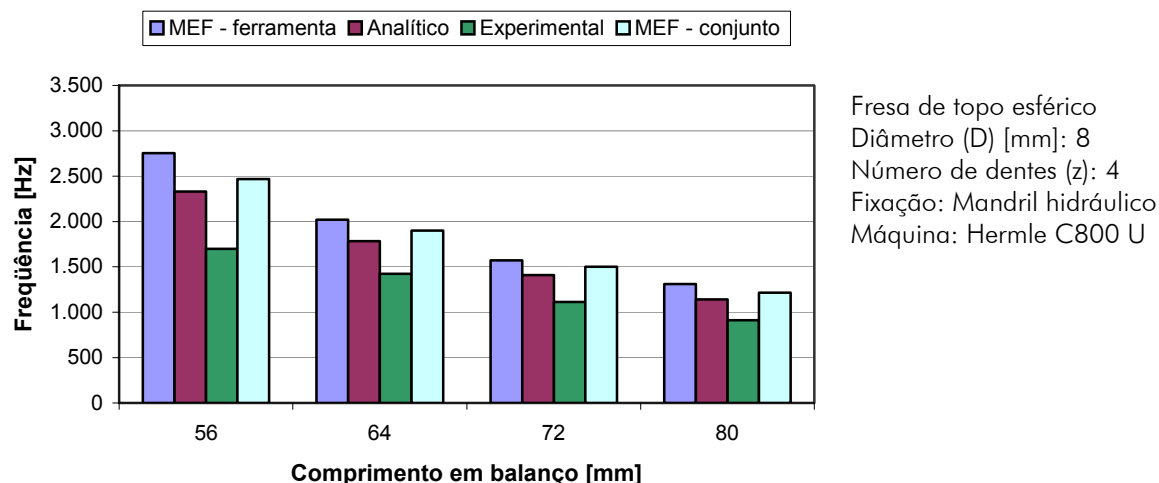


Figura 4.4 Freqüência natural em função do comprimento em balanço para fresa de topo esférico.

Os menores valores resultantes do cálculo analítico em relação aos do MEF podem ser atribuídos ao fato da menor quantidade de material na região da hélice da ferramenta não ser considerada no primeiro.

Outra possibilidade que pode levar a melhores resultados é o emprego da análise de receptância de sub-estruturas acopladas. Conforme Schmitz [121] neste método a FRF da ferramenta, derivada de um modelo analítico ou de elementos finitos, é acoplada a uma FRF experimental do conjunto eixo-árvore e porta-ferramenta para se determinar a resposta dinâmica da montagem [121].

Em função das características geométricas dos elementos do sistema, as freqüências naturais e a rigidez podem variar em uma extensa faixa de valores. No fresamento a altas velocidades, as freqüências de excitação das forças de usinagem podem se aproximar das freqüências naturais principalmente quando são empregadas fresas com elevadas relações  $L/D$ , provocando respostas diferentes daquelas encontradas em rotações mais baixas. Isto será discutido nos capítulos seguintes.



## CAPÍTULO 5

### ANÁLISE DA ESTABILIDADE PARA O PROCESSO DE DESBASTE

No processo de desbaste devem ser empregadas altas taxas de remoção de material a fim de reduzir os tempos principais. Porém, a superfície gerada deve ser adequada à operação posterior e a vida da ferramenta, otimizada.

Os parâmetros velocidade de avanço ( $v_f$ ), profundidades de corte radial ( $a_p$ ) e axial ( $a_e$ ) afetam diretamente a taxa de remoção de material. Seus valores são limitados pela rotação e potência máxima disponíveis no eixo-árvore, e pela carga máxima suportada pela ferramenta [122].

O processo de desbaste se caracteriza pelo elevado engajamento da ferramenta com a peça em função das grandes profundidades de corte radiais empregadas. Nestas condições pelo menos um gume se encontra em contato com a peça durante um giro da ferramenta. Sob o ponto de vista da dinâmica do processo, isto incorre em fenômenos diferentes daqueles encontrados em condições de acabamento, onde o tempo em que um gume retira material é apenas uma pequena fração do período da rotação da fresa.

Neste capítulo será pesquisada a importância relativa dos parâmetros de corte e das características dinâmicas dos sistemas resultantes de diferentes combinações de montagem (ferramentas, porta-ferramentas e eixos-árvores) sobre a estabilidade do processo de desbaste empregando ferramentas de topo reto e topo toroidal. Objetiva-se desta forma compreender os fenômenos associados à dinâmica do fresamento de desbaste, e estabelecer em função das características dinâmicas do sistema, parâmetros de corte que permitam uma usinagem com níveis aceitáveis de vibração mesmo sob altas taxas de remoção de material.

#### 5.1 Considerações sobre a estabilidade do fresamento de topo reto

As forças periódicas do fresamento acarretam em solicitações mecânicas e térmicas cíclicas que tendem a reduzir a vida da ferramenta. Dentes helicoidais são usados para reduzir as variações bruscas nas componentes oscilatórias das forças de usinagem. A hélice proporciona um aumento gradual da espessura do cavaco ao longo dos dentes da fresa [22]. Uma fresa de topo helicoidal típica é mostrada na figura 5.1.

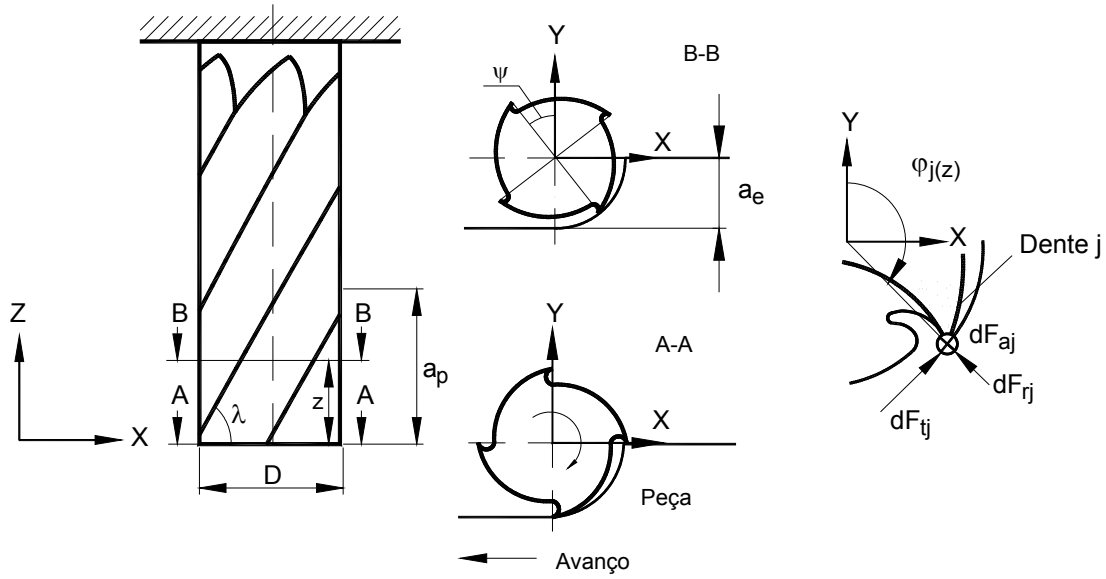


Figura 5.1 Fresa com dentes helicoidais [89].

Para um ângulo de hélice ( $\lambda$ ), um ponto do gume na profundidade de corte axial ( $z$ ) estará defasado em relação à extremidade da ferramenta de um ângulo ( $\psi$ ), dado por [89, 91, 107]:

$$\psi = 2z \cdot \tan\lambda / D \quad (5.1)$$

Considerando a extremidade de um determinado dente como a posição angular de referência ( $\varphi$ ), a posição angular de um dente  $j$  na profundidade de corte axial  $z$  é:

$$\varphi_j(z) = \varphi + j\varphi_p + 2z \cdot \tan\lambda / D \quad (5.2)$$

As forças atuantes sobre cada elemento diferencial com altura  $dz$  nas direções de avanço ( $x$ ) e normal ( $y$ ) são expressos como:

$$dF_{xj} = -dF_{tj} \cos(\varphi_j) - dF_{rj} \sin(\varphi_j) \quad (5.3)$$

$$dF_{yj} = dF_{tj} \sin(\varphi_j) - dF_{rj} \cos(\varphi_j) \quad (5.4)$$

As forças de corte diferenciais são integradas ao longo da porção do dente  $j$  no corte a fim de obter a força total atuante produzida pelo dente [89, 91, 107].

$$F_x = \int_{z_{j,1}}^{z_{j,2}} dF_x dz \quad (5.5)$$

$$F_y = \int_{z_{j,1}}^{z_{j,2}} dF_y dz \quad (5.6)$$

onde  $z_{j,1}$  e  $z_{j,2}$  são os limites de engajamento superior e inferior para a parte do gume atuante no corte para o dente  $j$ .

### 5.1.1 Influência da rotação e da profundidade de corte axial sobre a estabilidade

A partir da rotação e do diâmetro da fresa é calculada a velocidade de corte, que tem influência direta sobre os fenômenos térmicos e metalúrgicos que ocorrem durante a formação do cavaco. Além disso, a rotação juntamente com o número de dentes da fresa determinam a frequência de passagem de dentes ( $f_d$ ), que é de fundamental importância para a análise da estabilidade dinâmica do processo.

Um método para aumentar a taxa de material removido corresponde ao emprego da maior profundidade de corte axial possível, já que a vida da ferramenta e a qualidade da superfície são menos afetadas por variações na profundidade de corte que por variações dos demais parâmetros. Entretanto, esta é limitada pela potência disponível na máquina, capacidade da ferramenta, forma da peça e principalmente pela rigidez do sistema [122].

O gráfico da figura 5.2 mostra a Função Resposta em Frequência (FRF) medida na extremidade de uma fresa de 16 mm de diâmetro e comprimento em balanço de 65 mm. Há dois picos principais, sendo o maior na frequência de 1.750 Hz e o outro em 2.800 Hz, indicando a presença de dois modos de vibração significativos.

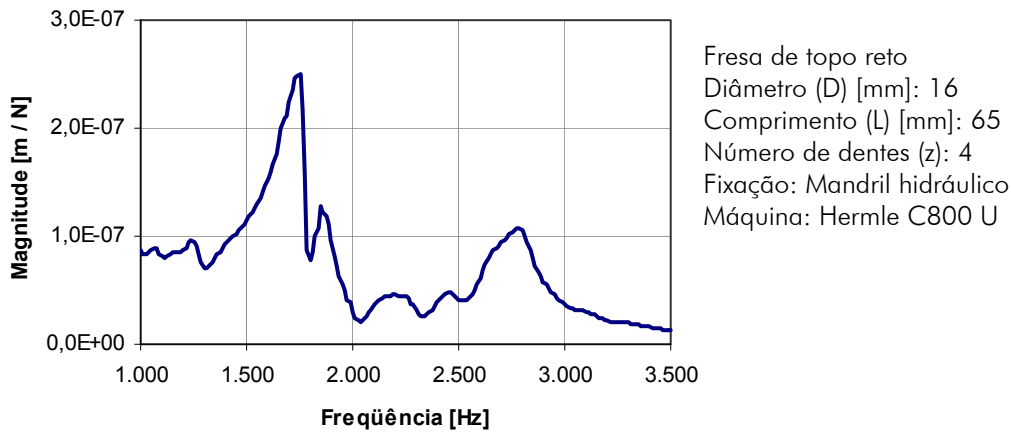


Figura 5.2 FRF medida na extremidade da fresa para  $L = 65$  mm.

O gráfico da figura 5.3 mostra os valores dos parâmetros de rugosidade medidos na parede dos canais fresados em função da rotação para esta montagem.

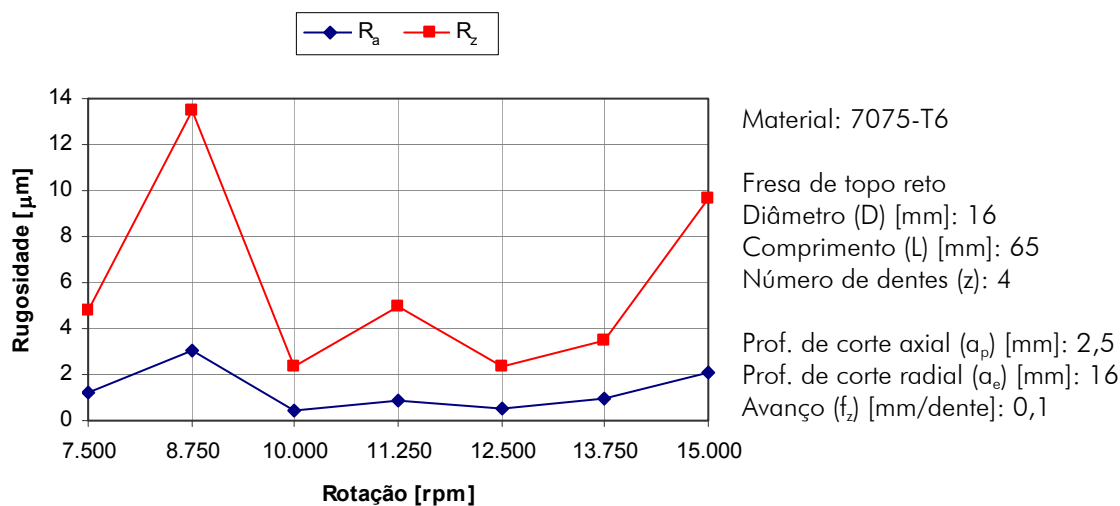


Figura 5.3 Parâmetros de rugosidade na parede dos canais em função da rotação.

As curvas referentes aos parâmetros seguem a mesma tendência. Existem picos caracterizando valores consideravelmente elevados para determinadas rotações. Esses são resultantes do surgimento de vibrações durante o processo que deixaram marcas na peça. Nesses casos, a profundidade de corte axial empregada no ensaio foi superior àquela limite para um processo estável.

A figura 5.4 mostra o perfil da superfície medido para uma rotação ( $n = 12.500$  rpm) que resultou em um corte estável.

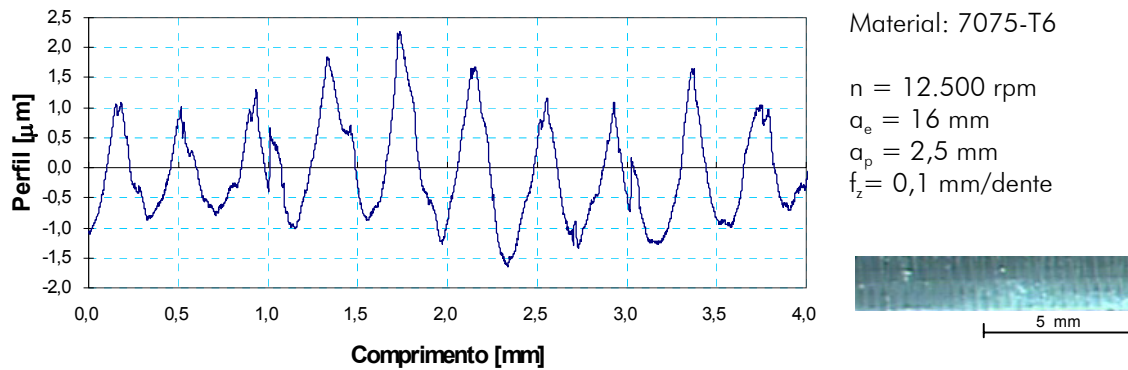


Figura 5.4 Perfil da superfície medido na parede de um canal para um corte estável.

Neste caso o movimento relativo entre a ferramenta e peça se deve à combinação do avanço e da velocidade de corte. O perfil deveria mostrar as marcas de avanço referentes à passagem de cada dente (figura 5.5). Entretanto a distância entre as marcas verificadas no perfil correspondem principalmente ao avanço por volta devido à excentricidade da fresa. Com isso, o dente mais excêntrico está cortando mais que os demais, e retirando a marca dos anteriores. O valor da batimento radial entre os dentes medido na extremidade da fresa através de um relógio comparador foi  $15 \mu\text{m}$ .

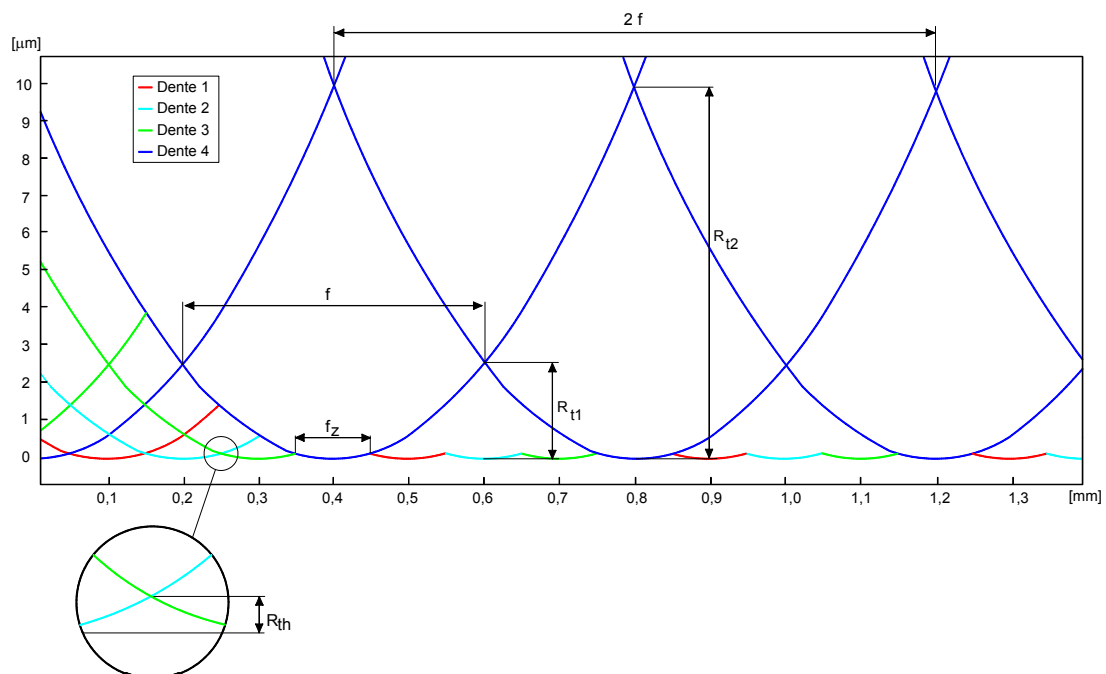


Figura 5.5 Marcas de avanço teóricas para fresa de  $D=16 \text{ mm}$ ,  $z=4$  e  $f_z=0,1 \text{ mm}$ .

A figura 5.6 mostra o perfil da superfície para uma rotação ( $n = 8.750 \text{ rpm}$ ) que resultou em um corte instável.

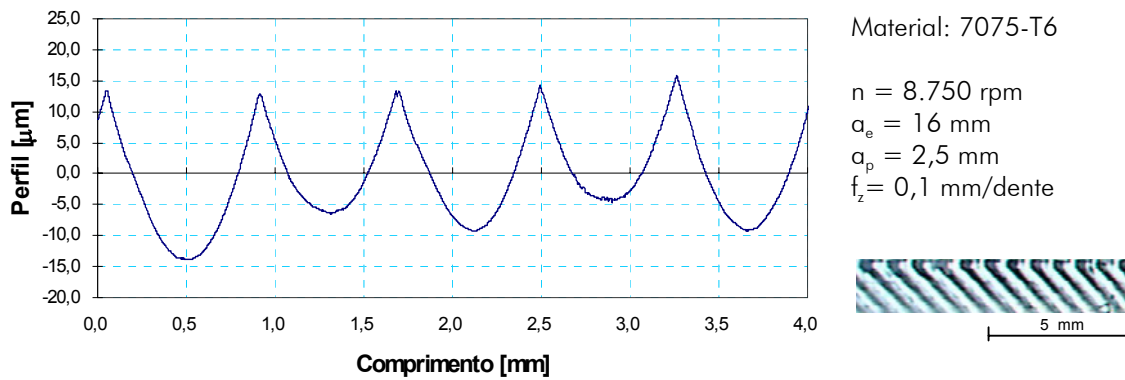


Figura 5.6 Perfil da superfície medido na parede de um canal para um corte instável.

Neste caso, as vibrações relativas entre fresa e peça, que possuíam elevada amplitude, foram sobrepostas ao movimento de corte resultando em um acabamento superficial deteriorado. A distância entre as marcas de avanço do perfil resultante correspondem praticamente ao dobro do avanço por volta. As marcas de vibrações na parede dos canais se caracterizam por linhas paralelas inclinadas de um ângulo próximo ao de hélice da ferramenta.

O gráfico da figura 5.7 mostra os valores da rugosidade medida no fundo dos canais.

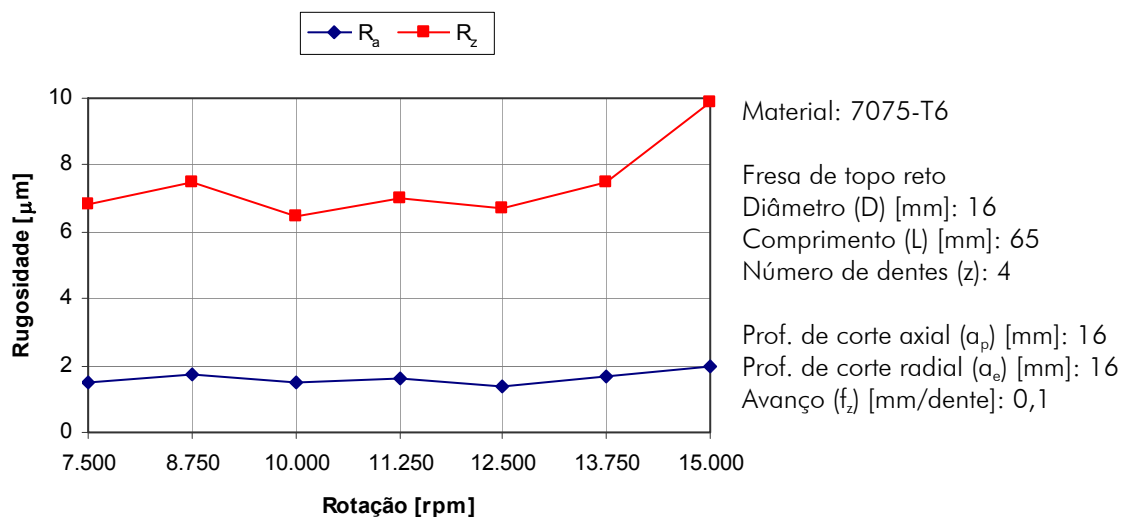


Figura 5.7 Rugosidade no fundo dos canais em função da rotação.

As diferenças entre os valores encontrados para cortes instáveis e estáveis são menores quando comparadas àquelas medidas nas paredes dos canais, mostrando que a rugosidade no fundo dos canais é menos sensível à presença de vibrações. A rigidez do conjunto é muito elevada na direção z em comparação às direções x e y. Com isso, as

vibrações ocorrem no plano de corte e repercutem principalmente na parede dos canais. Estas devem ter amplitudes elevadas para aumentarem significativamente o valor da rugosidade do fundo dos canais. Este fato ocorreu para  $n = 15.000$  rpm.

A figura 5.8 mostra o perfil da superfície medido no fundo dos canais para a rotação estável  $n=12.500$  rpm. Existe um padrão que se repete a cada rotação, há marcas deixadas pela passagem de cada um dos dentes, mas devido à diferença de altura entre os dentes um deles retira mais material, deixando uma marca mais pronunciada.

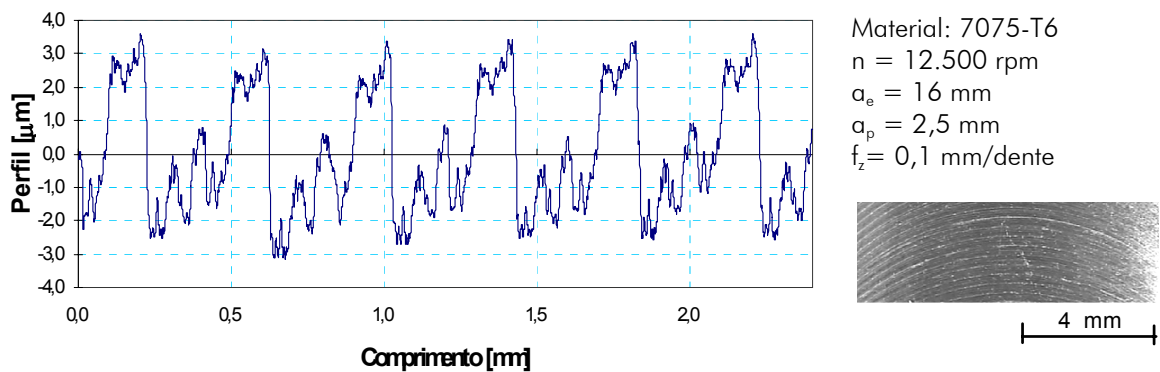


Figura 5.8 Perfil medido no fundo de um canal para um corte estável.

A figura 5.9 mostra o perfil da superfície para a rotação  $n = 8.750$  rpm que, apesar de corresponder a um corte instável, tem um valor de rugosidade próximo ao do caso anterior. O perfil ainda exibe as marcas de avanço, mas não com o mesmo padrão a cada rotação. Na parte central onde foram realizadas as medições de rugosidade, são visíveis as marcas no sentido de avanço. À medida que se afasta da faixa central, também passam a ser visíveis as marcas deixadas pela parte posterior da ferramenta com sentido oposto.

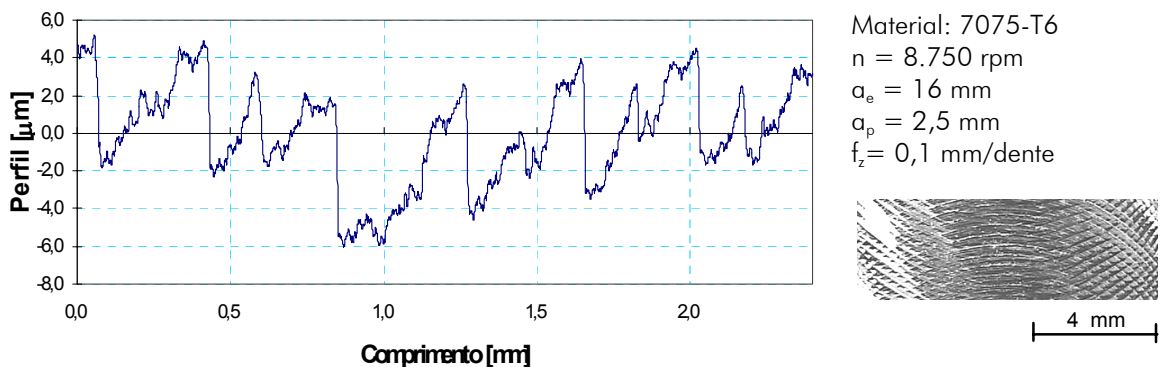


Figura 5.9. Perfil medido no fundo de um canal para um corte instável.

A figura 5.10 mostra a pressão sonora medida durante o corte realizado em uma condição estável ( $n = 12.500$  rpm) e outra instável ( $n = 8.750$  rpm).

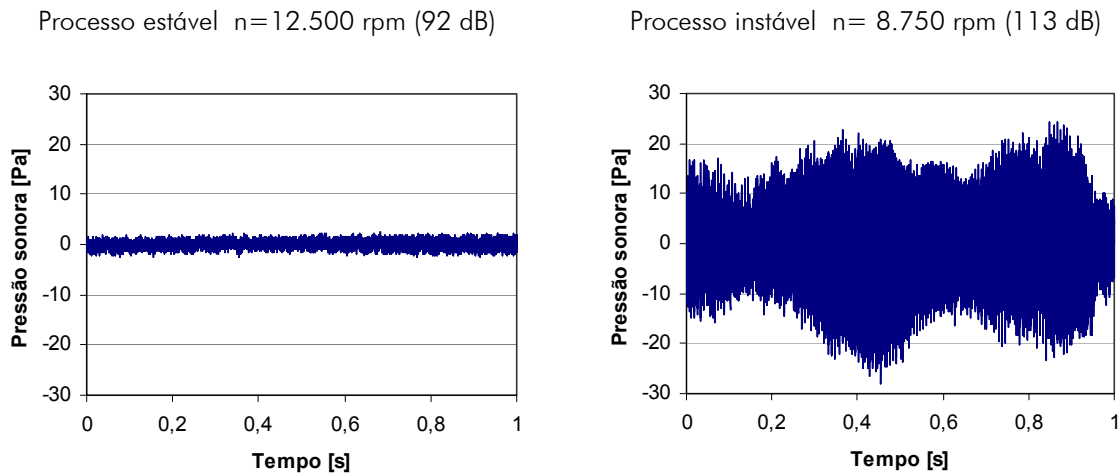


Figura 5.10 Sinal da pressão sonora para  $a_p = 2,5$  mm.

O nível da pressão sonora é consideravelmente maior para a condição instável (113 dB), representando um ruído capaz de contribuir significativamente para a poluição sonora no chão-de-fábrica. Na figura 5.11 são mostrados os espectros correspondentes a essas condições.

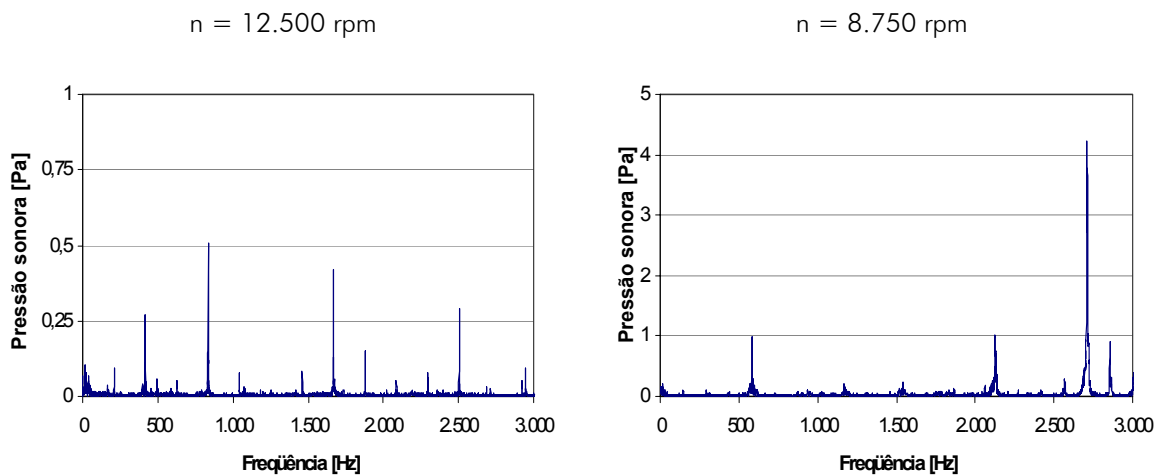


Figura 5.11 Espectros da pressão sonora para  $a_p = 2,5$  mm.

Para o corte estável o maior pico no espectro ocorre na frequência de passagens de dentes (833 Hz), resultado das vibrações forçadas. Também se destacam outros, em menor magnitude, correspondendo a harmônicos da frequência de passagem de dentes. Os sub-harmônicos desta estão associados à excentricidade. Já para a condição instável,



o maior pico não ocorre na frequência de passagem de dentes, mas em um novo valor, que corresponde à frequência da vibração regenerativa (2.705 Hz).

Principalmente através da análise dos espectros da pressão sonora e também da medição dos valores de rugosidade foram determinadas as profundidades de corte limites para cada rotação permitindo a construção da carta de estabilidade da figura 5.12.

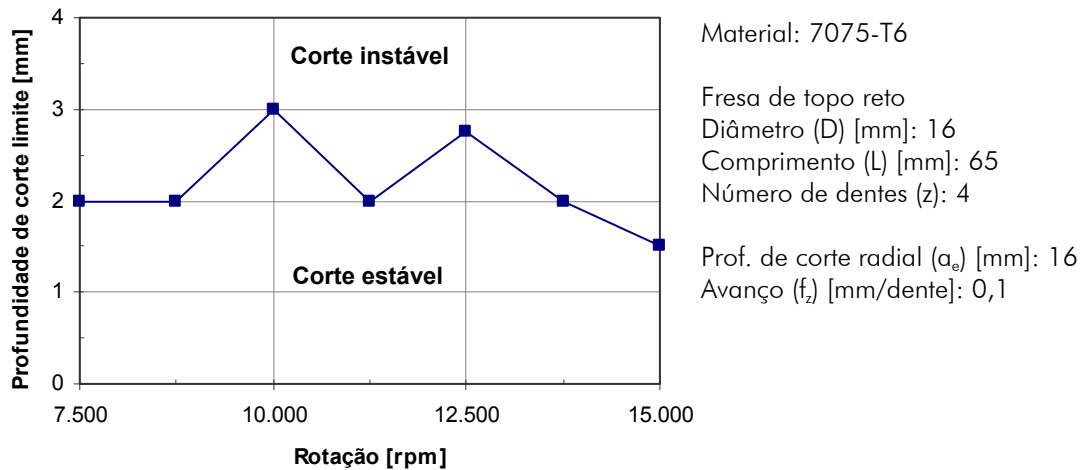


Figura 5.12 Carta de estabilidade para  $L = 65$  mm.

A diferença entre as profundidades limites não é elevada. A maior ocorre para a rotação  $n = 10.000$  rpm, e corresponde ao dobro da menor encontrada em  $n = 15.000$  rpm. O gráfico da figura 5.13 mostra as frequências de vibração para cada uma das rotações empregadas.

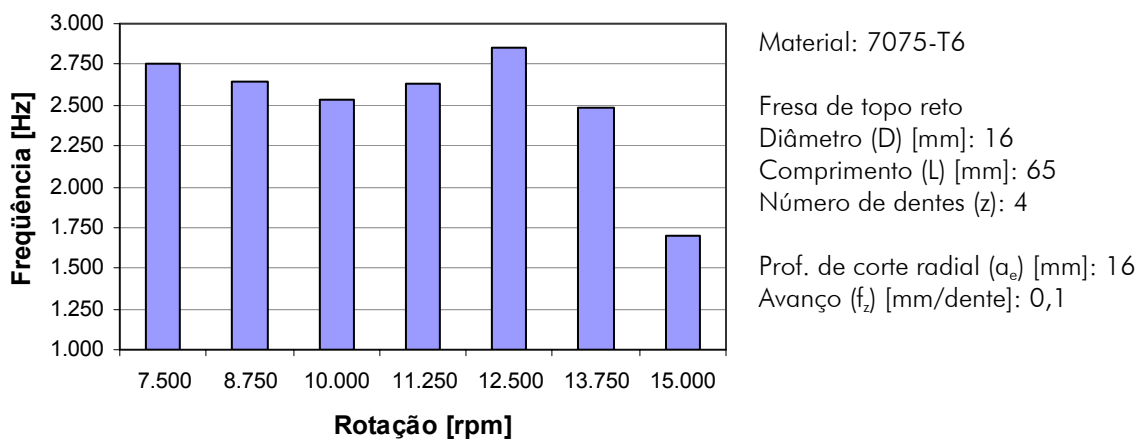


Figura 5.13 Frequências de vibração para diferentes rotações para  $L = 65$  mm.

Para a maioria das rotações a frequência de vibração está mais próxima da frequência do segundo modo de vibração, apesar deste apresentar magnitude menor que

a do primeiro na FRF da figura 5.2. A exceção ocorre apenas para a rotação  $n = 15.000$  rpm, cuja frequência de vibração se aproxima daquela do primeiro modo. O fato da frequência do segundo modo ser mais elevada e, portanto mais distante da frequência de passagem de dentes, faz com que a diferença entre as profundidades limites não seja elevada. Junta-se a isto a possibilidade do sistema também vibrar próximo à frequência do primeiro modo.

### 5.1.2 Influência das características dinâmicas do sistema sobre a estabilidade

As características dinâmicas do sistema máquina-ferramenta dependem das propriedades mecânicas e características geométricas de seus componentes. Quando são empregadas fresas de topo, pequenas diferenças relacionadas à sua geometria e condições de fixação podem levar a comportamentos dinâmicos completamente distintos durante o processo de usinagem.

A figura 5.14 mostra a FRF medida na extremidade de uma fresa de 16 mm de diâmetro para o comprimento em balanço  $L = 75$  mm. O maior pico ocorre na frequência de 1.638 Hz, correspondendo ao primeiro modo de vibração. O gráfico também mostra picos menores em 2.138 Hz e em 2.400 Hz, referentes a outros modos de vibração. Em comparação com o comprimento em balanço  $L = 65$  mm, os picos são mais pronunciados, e a diferença entre as magnitudes é maior. Isto ocorre porque quando o comprimento em balanço é aumentado, reduz-se a rigidez do sistema, e cresce a importância relativa da ferramenta na determinação das características dinâmicas do sistema.

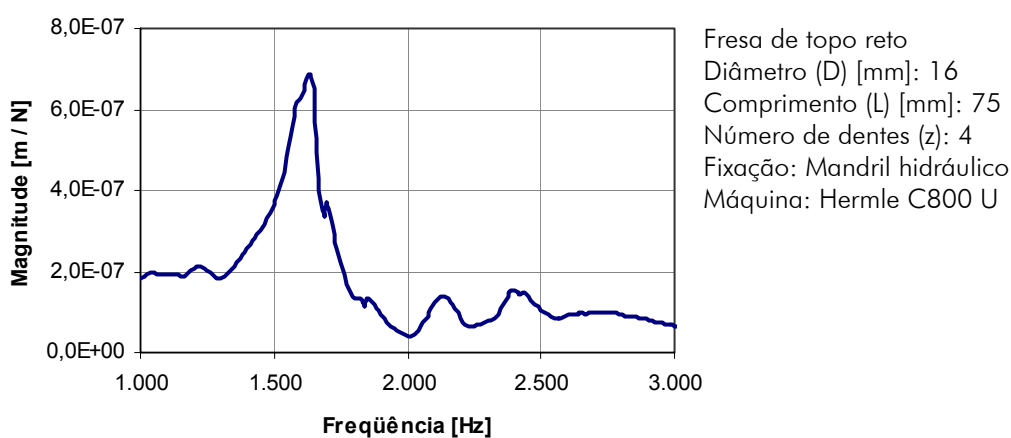


Figura 5.14 FRF medida na extremidade da fresa para  $L = 75$  mm.

O gráfico da figura 5.15 mostra os valores dos parâmetros de rugosidade medidos na parede dos canais fresados em função da rotação para esta montagem.

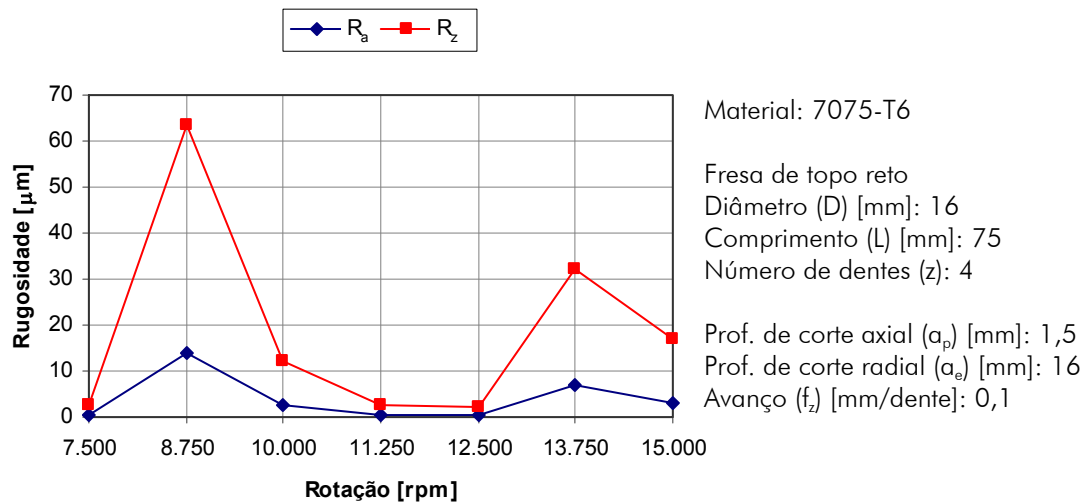


Figura 5.15 Rugosidade na parede em função da rotação para  $L = 75$  mm.

Os menores valores de rugosidade não ocorrem para as mesmas rotações dos melhores resultados obtidos para o comprimento em balanço  $L = 65$  mm (figura 5.3). Por exemplo, para  $n = 11.250$  rpm, a rugosidade foi relativamente baixa, indicando um processo estável, contrariamente ao que ocorreu para o menor comprimento em balanço. E para  $n = 10.000$  rpm, os resultados também são opostos, sendo que neste caso a instabilidade ocorre para  $L = 75$  mm.

A figura abaixo mostra o perfil para  $n = 11.250$  rpm empregando-se uma profundidade de corte axial menor que a limite para um corte estável. Neste caso a distância entre as marcas correspondem ao avanço por volta. Nas paredes dos canais estas correspondem a linhas praticamente paralelas ao eixo da fresa.

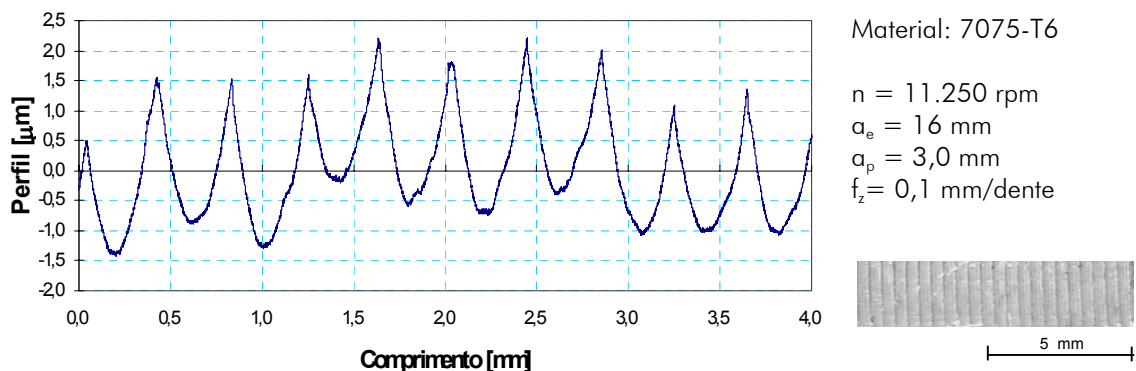


Figura 5.16 Perfil medido na parede de um canal para um corte estável.

A figura 5.17 mostra o perfil para uma profundidade de corte axial superior à limite para o corte estável. Neste caso, o espaçamento entre as marcas não é constante, podendo ser próximo ao avanço por dente ou múltiplos deste valor. Isto ocorreu porque neste caso a amplitude da vibração não foi tão elevada quanto nos exemplos instáveis mostrados anteriormente, de forma que o perfil resulta de uma combinação mais ponderada da amplitude da vibração, excentricidade e avanço. As marcas de vibração se caracterizam por linhas inclinadas cujas distâncias sofrem pequenas alterações ao longo da direção de avanço e também da paralela ao eixo da ferramenta.

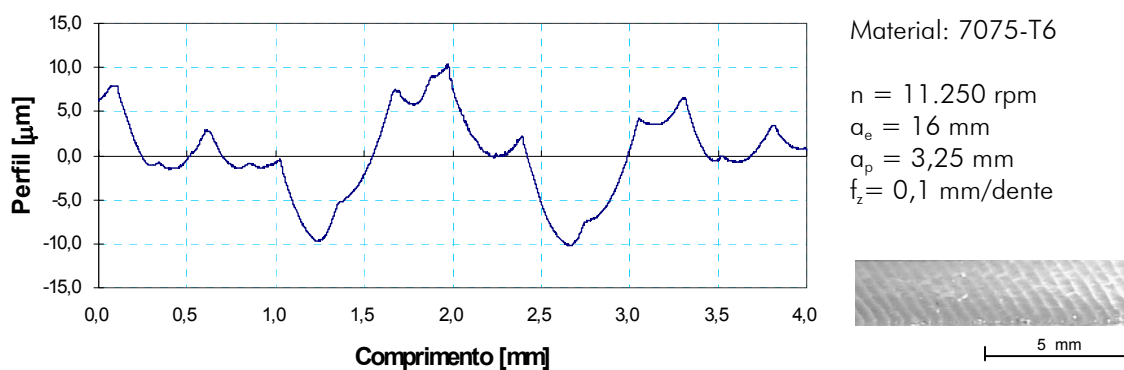


Figura 5.17 Perfil medido na parede de um canal para um corte instável.

A figura 5.18 mostra a pressão sonora medida durante os cortes realizados empregando-se a profundidade de corte considerada limite para um processo estável ( $a_p = 3,0 \text{ mm}$ ) e outra superior a este valor ( $a_p = 3,25 \text{ mm}$ ), para  $n = 11.250 \text{ rpm}$ .

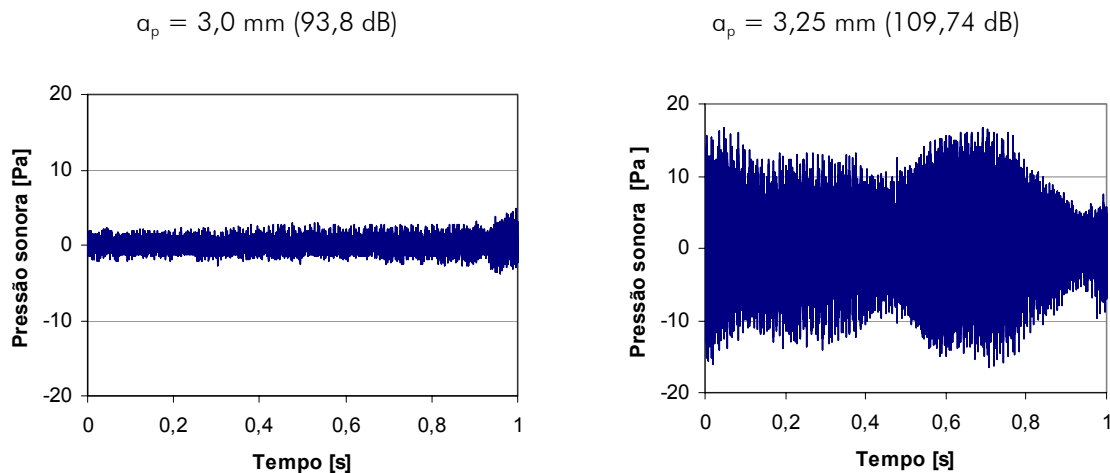


Figura 5.18 Pressão sonora medida durante o corte para  $n = 11.250 \text{ rpm}$ .

A pressão sonora eleva-se consideravelmente quando o limite de estabilidade é ultrapassado. A figura 5.19 mostra os espectros correspondentes a essas medições.

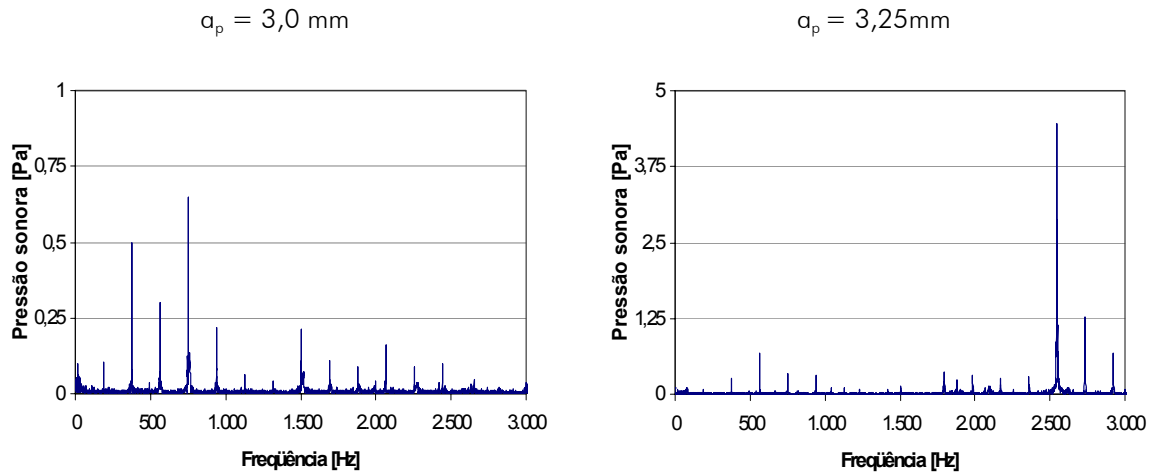


Figura 5.19 Espectros da pressão sonora para  $n = 11.250$  rpm.

Para o corte estável o espectro é dominado pela frequência de passagens de dentes (750 Hz), resultado das vibrações forçadas. Também aparece a frequência correspondente ao dobro da rotação, associado à excentricidade. Já para a condição instável, o maior pico ocorre na frequência da vibração regenerativa.

As profundidades de corte limites para as demais rotações também foram encontradas através da análise dos espectros de pressão sonora e medições dos valores de rugosidade. Assim foi construída a carta de estabilidade da figura 5.20.

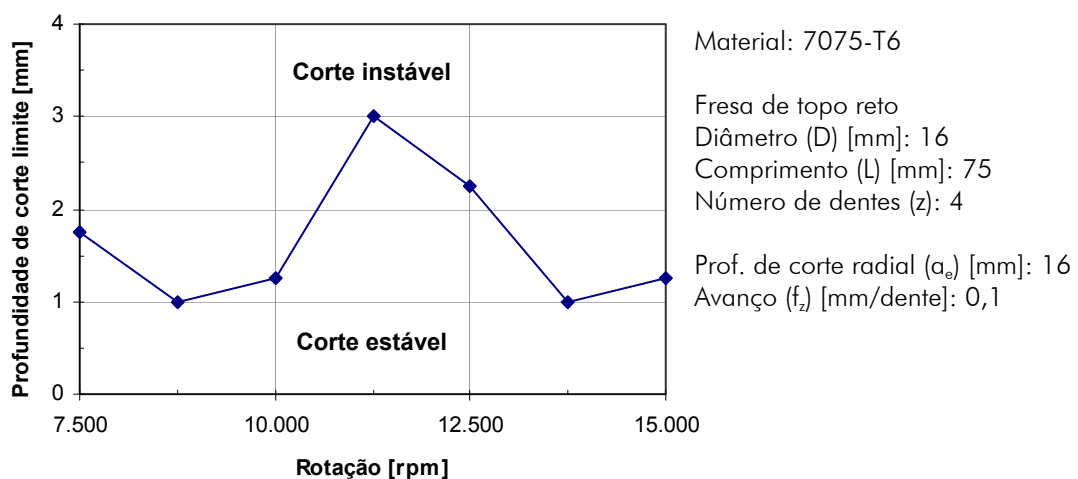


Figura 5.20 Carta de estabilidade para  $L = 75$  mm.

Esta apresenta dois lóbulos, mostrando que as variações nas profundidades de corte limites são pronunciadas. As maiores profundidades corresponderam às rotações cujas freqüências de passagem de dentes se aproximaram da metade da natural do modo mais flexível. Neste caso a maior profundidade limite corresponde ao triplo da menor, que é considerada a profundidade de corte crítica. Quando se comparam estes valores com a carta de estabilidade da figura 5.12, verifica-se que o menor comprimento em balanço apresenta profundidades de corte limites maiores. A exceção ocorre apenas para  $n = 11.250$  rpm, que correspondeu a condição mais favorável para o maior comprimento em balanço.

O gráfico da figura 5.21 mostra as freqüências de vibração para as rotações empregadas para este comprimento em balanço.

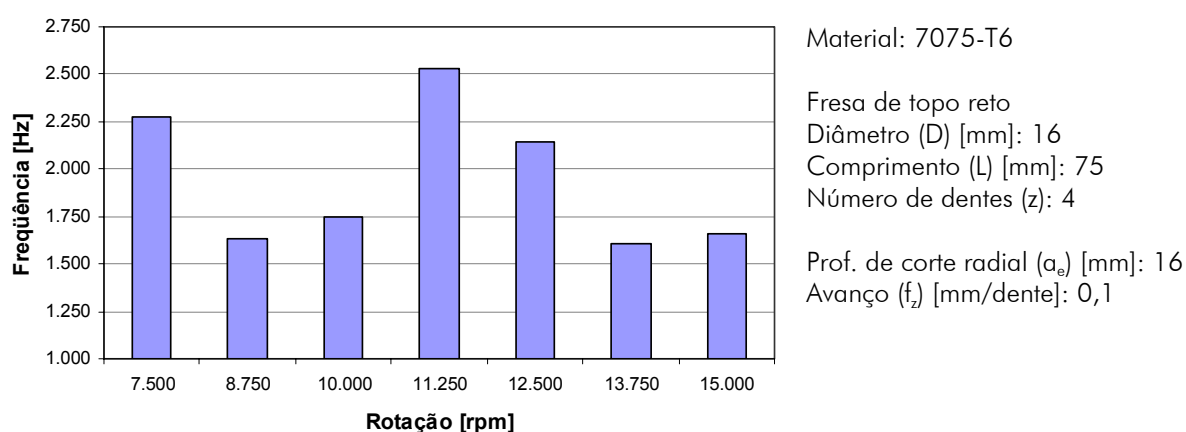


Figura 5.21 Freqüências de vibração para diferentes rotações para  $L = 75$  mm.

As rotações que apresentaram as menores profundidades de corte críticas vibraram em freqüências próximas à do primeiro modo, sendo que as que apresentaram as maiores profundidades, vibraram com freqüências próximas às dos outros modos. Portanto, as profundidades de corte limites das rotações preferenciais para o modo mais flexível, foram limitadas por estas serem desfavoráveis em relação aos demais. Com isso, o gráfico de freqüências de vibração apresenta um aspecto semelhante ao da carta de estabilidade.

### 5.1.3 Influência do material da peça sobre a estabilidade

A usinabilidade de um material é determinada por sua estrutura e suas propriedades mecânicas. A formação do cavaco é basicamente influenciada pela deformabilidade, tenacidade e resistência ou estado metalúrgico da peça. Para materiais

mais duros, em razão da maior solicitação na região de contato, ocorre um aumento da temperatura no gume e conseqüentemente maior desgaste de ferramenta [25]. As vibrações durante o processo, além de comprometer o acabamento da superfície, podem reduzir significativamente a vida da ferramenta na usinagem destes materiais.

O gráfico da figura 5.22 mostra os parâmetros de rugosidade em função da rotação para uma peça de aço ABNT P20. Esta foi medida apenas no fundo dos canais uma vez que a pequena profundidade de corte axial inviabilizava a medição da rugosidade na parede.

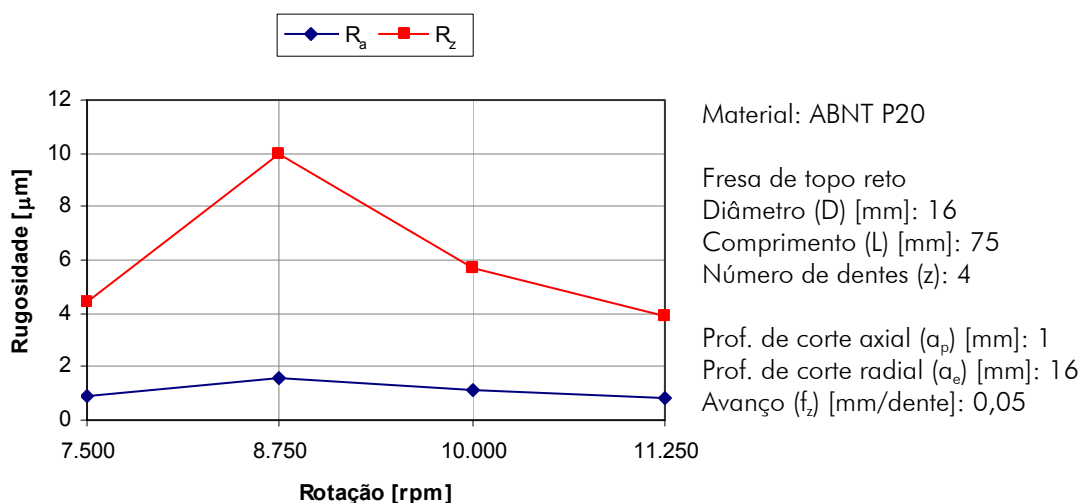


Figura 5.22 Parâmetros de rugosidade no fundo dos canais em função da rotação para o aço ABNT P20.

Os maiores valores de rugosidade ocorreram para as mesmas rotações dos ensaios similares realizados com a liga de alumínio (figura 5.15), também em consequência das vibrações que surgiram durante o processo. A rotação  $n = 8.750$  rpm correspondeu a uma condição extremamente desfavorável, que além de resultar no maior valor de rugosidade, levou à formação de rebarbas na parede do canal.

O gráfico da figura 5.23 mostra o nível da pressão sonora medido durante os ensaios em função da rotação. Os níveis mais elevados ocorrem para as rotações que resultaram nos maiores valores de rugosidade, confirmando a condição de instabilidade.

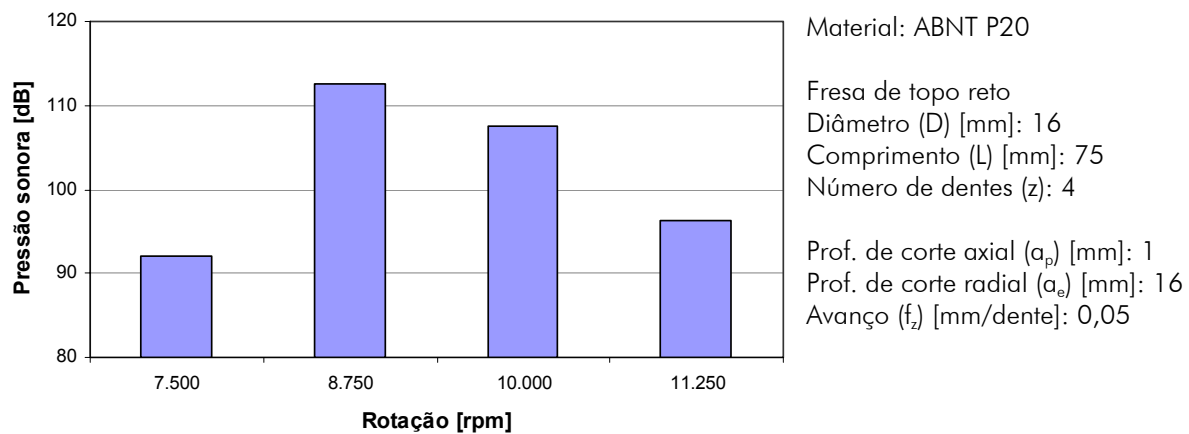


Figura 5.23 Nível da pressão sonora em função da rotação para o aço ABNT P20.

A figura 5.24 mostra os espectros de pressão sonora para duas condições que levaram a resultados opostos.

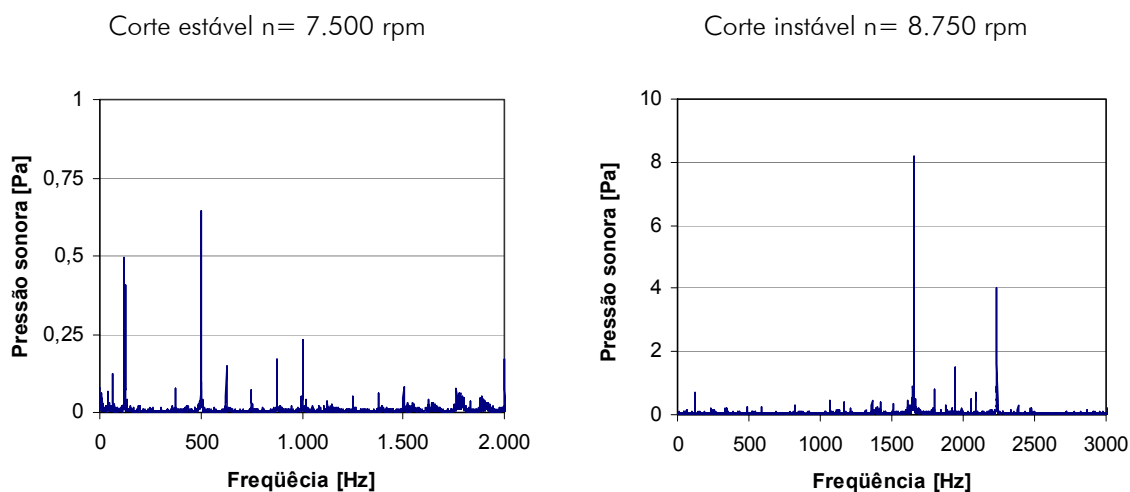


Figura 5.24 Espectros da pressão sonora para um corte estável e outro instável para o aço ABNT P20.

Para o corte instável o espectro é dominado pela frequência de vibração de 1.651 Hz, próxima da natural do sistema, a exemplo do que ocorreu para os testes com a liga de alumínio. Para o corte estável, o pico, em magnitude consideravelmente menor, ocorre na frequência de passagem de dentes (500 Hz). O espectro também apresenta outro pico na frequência de rotação associado à excentricidade.

A figura 5.25 mostra o espectro correspondente a  $n = 10.000$  rpm, mostrando um pico na frequência de vibração de 1.794 Hz. Esta apresenta menor magnitude em



comparação a outra condição instável, indicando uma menor amplitude das vibrações, e conseqüentemente um menor efeito sobre a rugosidade do fundo do canal. A figura também mostra o espectro para  $n = 11.250$  rpm, com o maior pico na frequência de passagem de dentes (750 Hz) confirmando a condição de estabilidade.

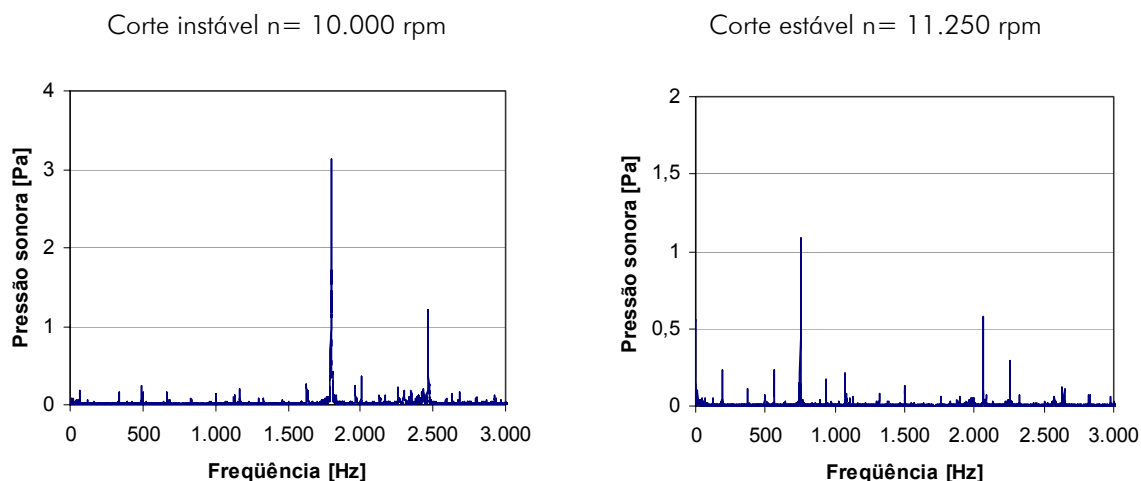


Figura 5.25 Espectros da pressão sonora para um corte estável e outro instável para o aço ABNT P20.

Além das condições de corte, da geometria e do material da ferramenta, o material da peça também influencia a grandeza da força de usinagem [25]. Assim a profundidade de corte limite para um processo estável é inversamente proporcional à pressão específica de corte [21]. Porém, o material da peça não exerce influência direta sobre o mecanismo de regeneração das ondas das vibrações auto-excitadas. A diferença de fase entre as ondas correspondentes a dentes subseqüentes depende somente da frequência de passagem dos dentes e das características dinâmicas do sistema. Com isso as rotações preferenciais, assim como as frequências de vibração, tendem a ser muito próximas, mesmo na usinagem de diferentes materiais. A maior diferença verificada nos ensaios foi com relação à vida das ferramentas, que na usinagem do aço ABNT P20 foi comprometida por lascamentos nos gumes após algumas repetições de cortes instáveis. Esse fato não foi observado no fresamento da liga de alumínio.

#### 5.1.4 Influência da direção de corte sobre a estabilidade

Quando a profundidade de corte radial é igual ou inferior à metade do diâmetro da ferramenta, existem duas possibilidades de direção de fresamento: concordante e

discordante. Estas apresentam comportamentos distintos com relação ao comportamento das forças de usinagem e mecanismo de formação do cavaco.

O gráfico da figura 5.26 mostra o parâmetro de rugosidade  $R_z$  em função da rotação para o corte concordante e para o discordante.

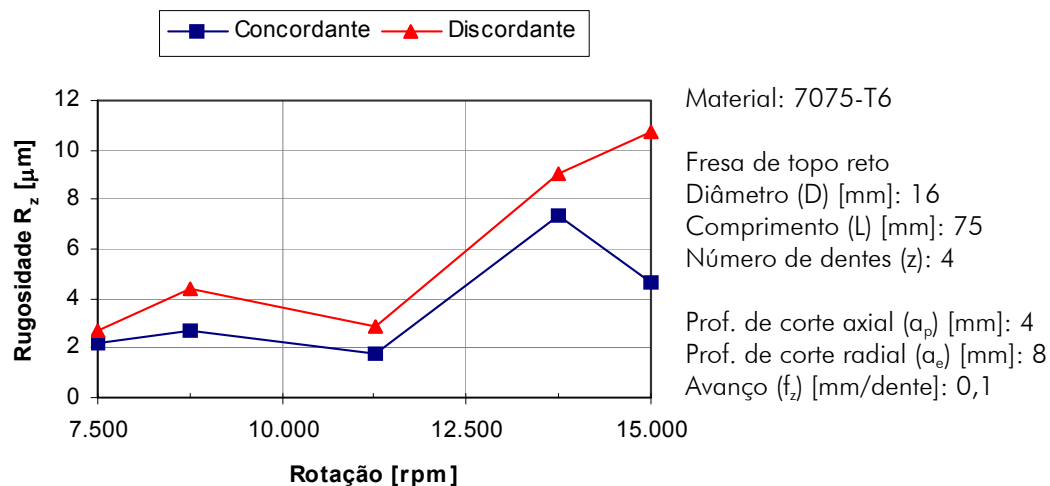


Figura 5.26 Rugosidade em função da rotação para corte para as duas direções de corte.

O comportamento das curvas é similar, sendo as menores rugosidades encontradas para as mesmas rotações dos ensaios de fresamento de canais. Os valores de rugosidade são maiores para o corte discordante em função do mecanismo de formação do cavaco. No corte discordante a espessura do cavaco no início do corte é nula e aumenta progressivamente até o valor máximo [22]. Com isso pode haver deformação plástica ao invés de retirada de material no início do corte, o que justifica maiores valores de rugosidade do corte discordante quando comparados aos do concordante.

O gráfico da figura 5.27 mostra os espectros da pressão sonora para as duas direções de corte para  $n = 15.000$  rpm.

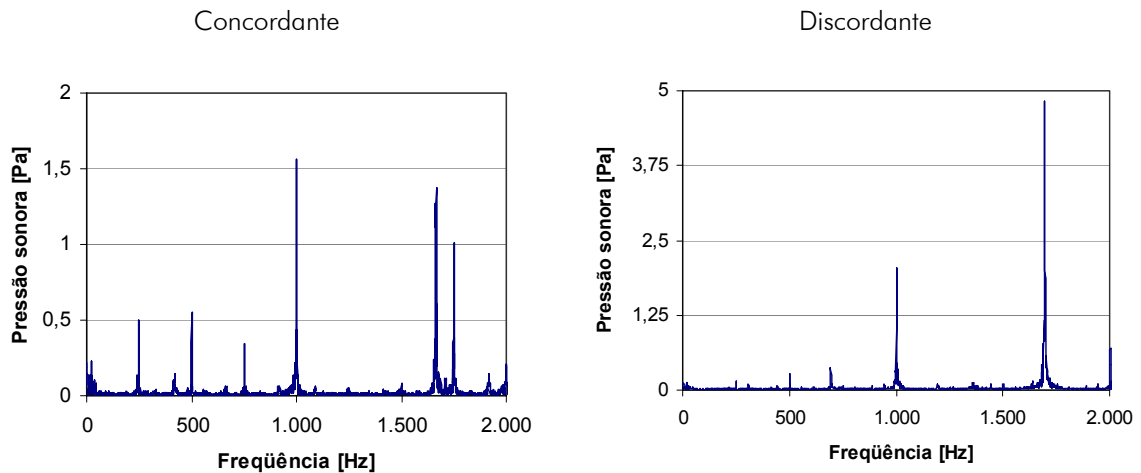


Figura 5.27 Espectros da pressão sonora nas duas direções de corte para  $a_p = 4$  mm.

O espectro para o corte discordante apresenta a maior magnitude na frequência de vibração (1.693 Hz), em comparação com o concordante. No corte concordante, surge no espectro uma frequência próxima à natural (1.667 Hz) e da mesma ordem de grandeza dos harmônicos da frequência de passagem de dentes. Este fato caracteriza o início da instabilidade, sendo que a amplitude da vibração não foi tão elevada como na discordante. Com isso o aumento da rugosidade foi menos pronunciado. Fato similar ocorreu para o corte discordante para  $n = 8.750$  rpm.

O gráfico da figura 5.28 mostra as cartas de estabilidade sobrepostas para ambas as direções de corte.

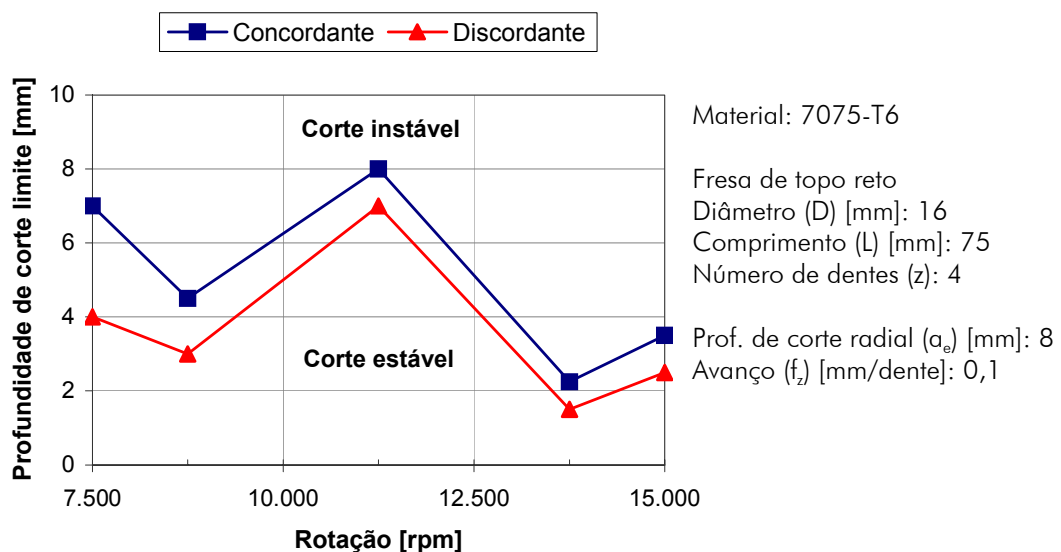


Figura 5.28 Carta de estabilidade para ambas as direções de corte.

As curvas apresentam comportamento similar, sendo que as profundidades de corte axiais limites são maiores para o corte concordante. Era de se esperar que estas fossem iguais e correspondessem ao dobro daqueles da imersão total, uma vez que a força de corte é proporcional à profundidade de corte radial. A maior diferença ocorreu para  $n = 7.500$  rpm, que correspondia à menor rotação e conseqüente menor velocidade de corte. Isto indica que a diferença pode ser decorrente da maior tendência ao empastamento do corte discordante, acarretando em um maior esforço de corte. Outra possibilidade poderia ser a diferença entre as características dinâmicas medidas em duas direções ortogonais, mas esta não foi constatada nas medições das FRF's.

A figura 5.29 mostra as superfícies geradas no corte concordante (estável) e no discordante (instável) para  $n = 7.500$  rpm e profundidade de corte axial de 4,5 mm.

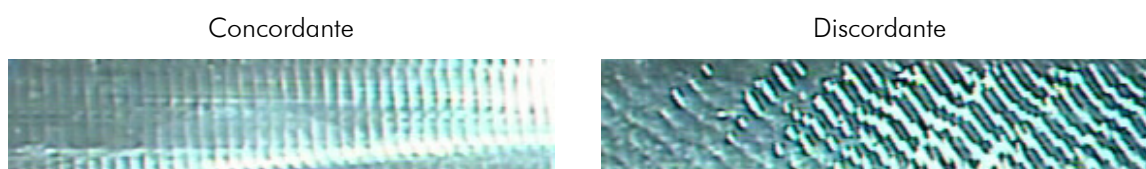


Figura 5.29 Superfícies geradas por cortes nas duas direções para  $a_p = 4,5$  mm.

O gráfico da figura 5.30 mostra as frequências de vibração para as rotações no corte discordante e no concordante.

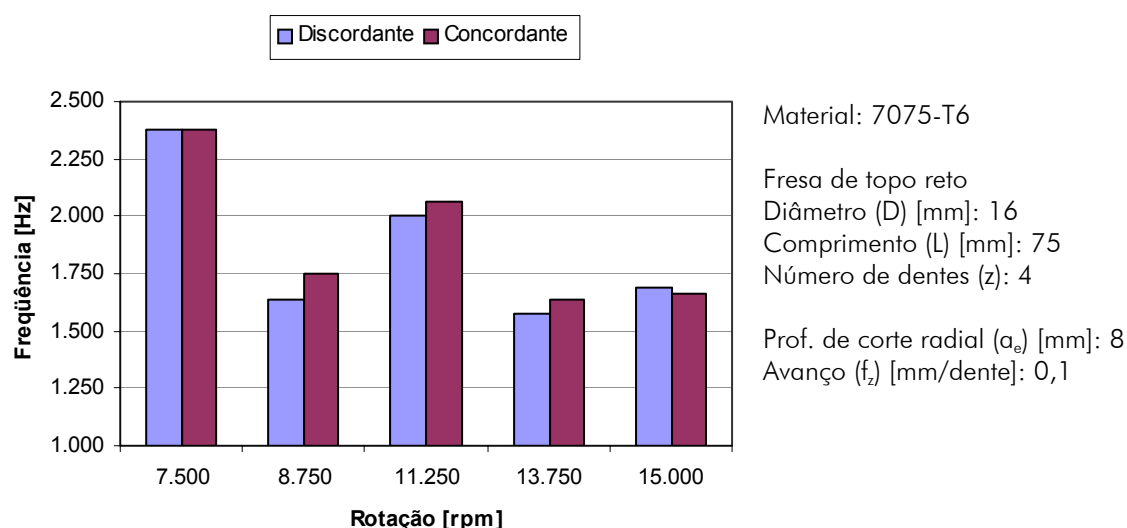


Figura 5.30 Frequência de vibração em função da rotação nas duas direções de corte.

As frequências de vibração são próximas para as duas situações e também próximas àsquelas da imersão total, havendo neste caso uma diferença maior apenas para a rotação  $n = 11.250$  rpm, que proporcionou a maior profundidade limite.

### 5.1.5 Influência do número de dentes da fresa sobre a estabilidade

O emprego de uma fresa com maior número de dentes permite a ação de mais gumes durante o corte, distribuindo de maneira uniforme as solicitações térmicas e mecânicas entre eles e reduzindo assim as variações das forças de usinagem. Também resulta numa menor rugosidade cinemática para as superfícies usinadas. Por outro lado, um maior número de dentes na região de corte leva a um menor espaço para saída do cavaco, que pode representar um problema na usinagem de materiais com tendência ao empastamento. Em função da profundidade de corte radial ( $a_e$ ) e do número de dentes da fresa ( $z$ ) é estabelecido o número de gumes em ação durante o corte. O número de dentes juntamente com a rotação determinam a frequência de passagem de dentes, que é um dado fundamental para a análise da dinâmica do processo.

O gráfico da figura 5.31 mostra os parâmetros de rugosidade na parede dos canais em função da rotação para uma fresa com seis dentes.

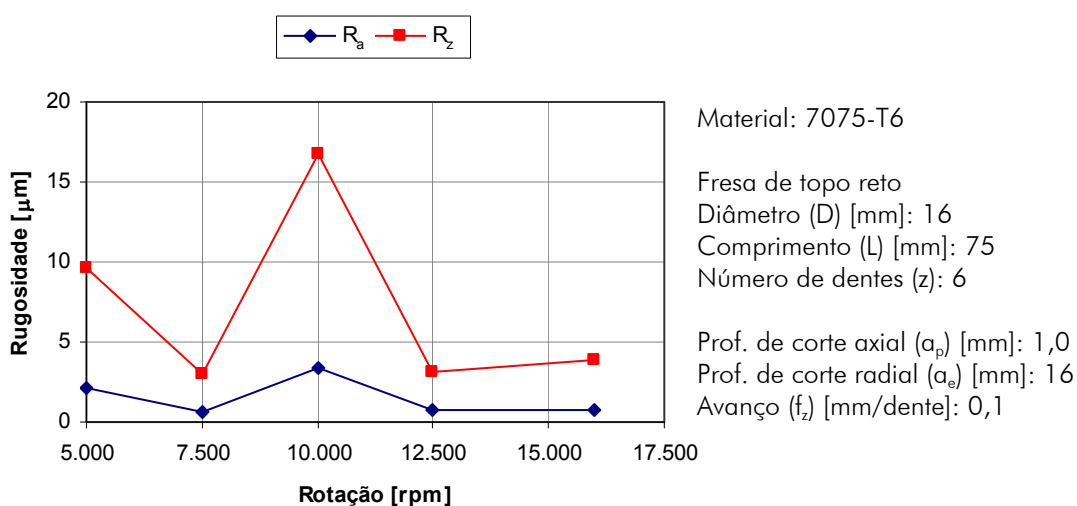


Figura 5.31 Parâmetros de rugosidade em função da rotação para fresa com 6 dentes.

Os picos de rugosidade correspondem às rotações que levaram a cortes instáveis. A figura 5.32 mostra os espectros da pressão sonora para esta condição.

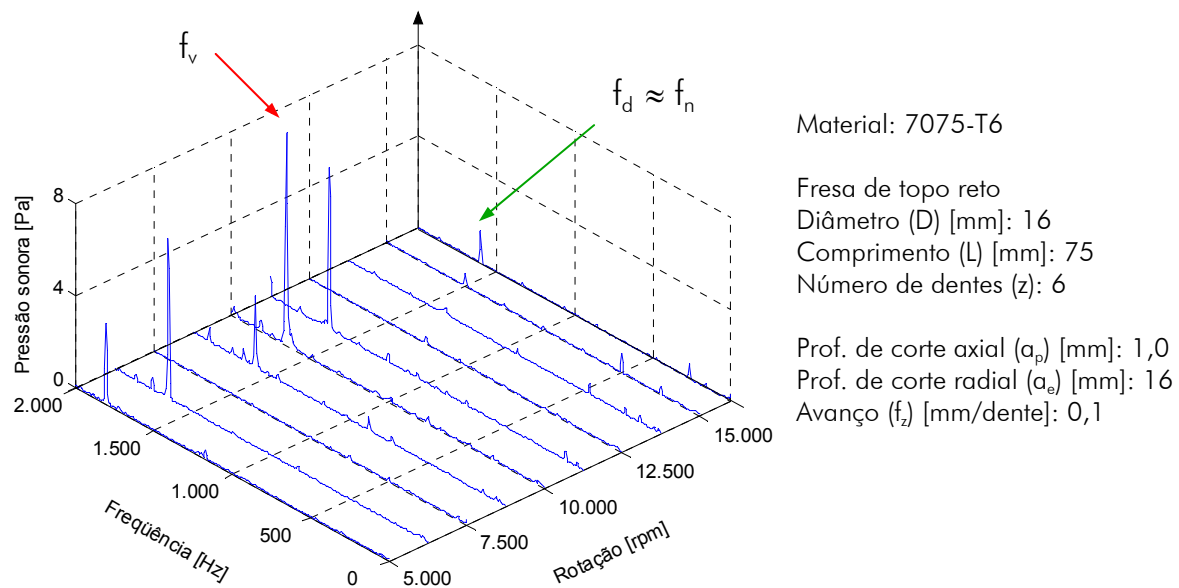


Figura 5.32 Espectros da pressão sonora para fresa com seis dentes.

Os picos maiores que caracterizam cortes instáveis estão próximos da frequência natural do sistema. O maior pico ocorre em 10.000 rpm, condição que também resultou na maior rugosidade.

A carta de estabilidade da figura 5.33 foi traçada para uma fresa com 6 dentes a partir da análise dos espectros da pressão sonora.

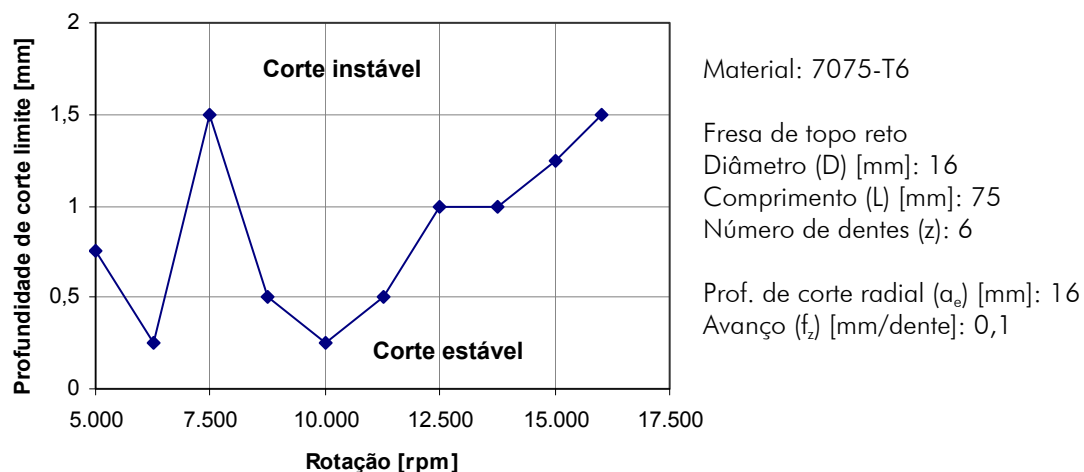


Figura 5.33 Carta de estabilidade para fresa com seis dentes.

Quando se compara esta carta com aquela referente à fresa de quatro dentes (figura 5.20), verifica-se que as profundidades de corte críticas são menores e que as

rotações que permitem as maiores profundidades são diferentes. Por exemplo, a melhor condição para a fresa de 4 dentes ( $n=11.250$  rpm) foi uma das piores para a fresa de 6 dentes, sendo que para esta, a rotação que permite a maior profundidade de corte limite foi de 16.000 rpm. Neste caso, a frequência de passagem de dentes estava próxima à natural do sistema. Segundo Smith e Tlusty [63], a maior estabilidade na ressonância é devida ao fato de ser reproduzido exatamente um comprimento de onda entre dentes subseqüentes (figura 5.34 A). Embora existam vibrações forçadas, as ondas produzidas entre os dentes estão em fase e não há variação da espessura do cavaco, conseqüentemente não há variação da força de corte e a vibração regenerativa desaparece [63].

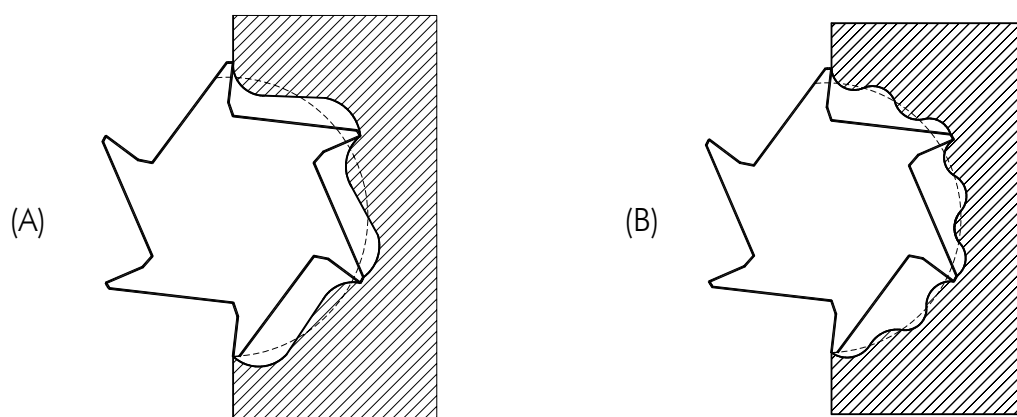


Figura 5.34 Ondas entre os dentes.

Outras rotações que tiveram profundidades de corte limites elevadas corresponderam a valores cujas frequências de passagem de dentes se aproximaram da metade ou um terço da natural do sistema. Neste caso havia duas (figura 5.34 B) e três ondas entre os dentes, respectivamente, sendo que o efeito de atenuação da vibração diminui à medida que estas aumentam. Para rotações pouco superiores a estas, as profundidades limites decresceram rapidamente.

O fato da fresa com maior número dentes levar a uma menor profundidade de corte crítica está associado à condição de mais dentes estarem usinando simultaneamente, e conseqüentemente haver maior número de parcelas na somatória dos efeitos da regeneração das ondas entre os dentes subseqüentes [21]. Além disso, o emprego da fresa de 6 dentes acarretou em uma menor rigidez do sistema, devido à menor quantidade de material na região da hélice, e maior comprimento de corte desta em comparação com a de 4 dentes.

A figura 5.35 mostra a frequência de vibração para as rotações empregadas no ensaio.

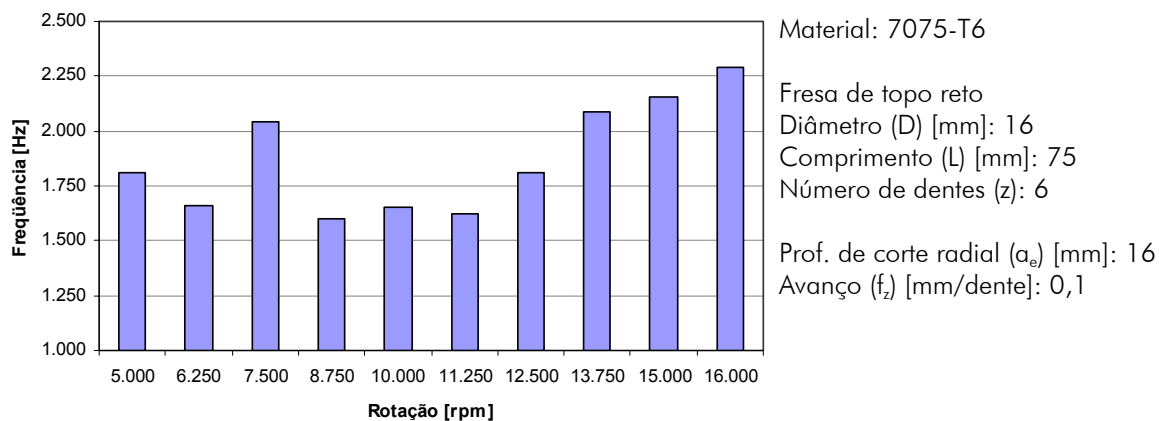


Figura 5.35 Frequência de vibração para fresa com 6 dentes.

As frequências de vibração se elevam à medida que as de passagem de dentes se aproximam da natural. As rotações  $n = 7.500$  e  $n = 5.000$  rpm tiveram frequências de vibrações mais altas que as vizinhas. As suas frequências de passagem de dentes se aproximam de  $1/2$  e  $1/3$  da frequência natural, respectivamente. Também, neste caso o gráfico de frequência apresenta um aspecto similar a carta de estabilidade. Isto é característico do processo regenerativo em função da modulação da espessura do cavaco [123]. Porém, a dispersão dos valores com relação à frequência natural deveria ser menor. Neste caso, ela foi maior pela influência do segundo modo de vibração.

### 5.1.6 Influência do avanço por dente sobre a estabilidade

A taxa de remoção de material pode ser elevada através do aumento da velocidade de avanço ( $v_f$ ), desde que a superfície resultante seja adequada à operação posterior. O avanço por dente ( $f_z$ ) tem influência direta sobre a rugosidade das peças usinadas.

O gráfico da figura 5.36 mostra a rugosidade no fundo dos canais em função do avanço por dente para  $n=16.000$  rpm e duas profundidades de corte axiais.



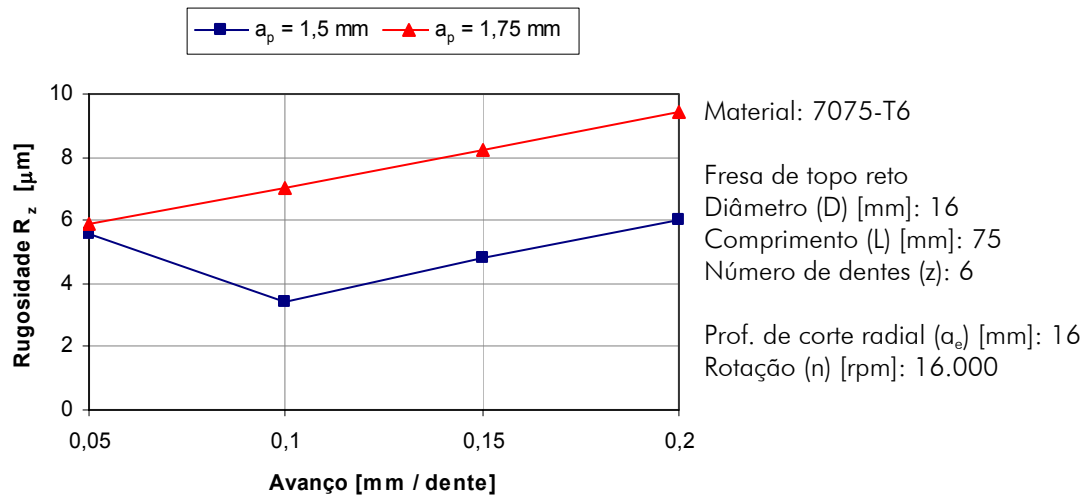


Figura 5.36 Rugosidade em função do avanço.

A rugosidade elevada para  $f_z = 0,05$  mm/dente, mesmo para a menor profundidade, é decorrente do surgimento de vibrações durante o processo. Para os avanços maiores, os cortes foram estáveis nesta condição, sendo que o aumento da rugosidade está ligado à cinemática do processo. Para  $a_p=1,75$  mm, os cortes foram instáveis independentemente do valor do avanço. Os espectros da pressão sonora medidos durante o processo para  $a_p = 1,5$  mm são mostrados na figura 5.37.

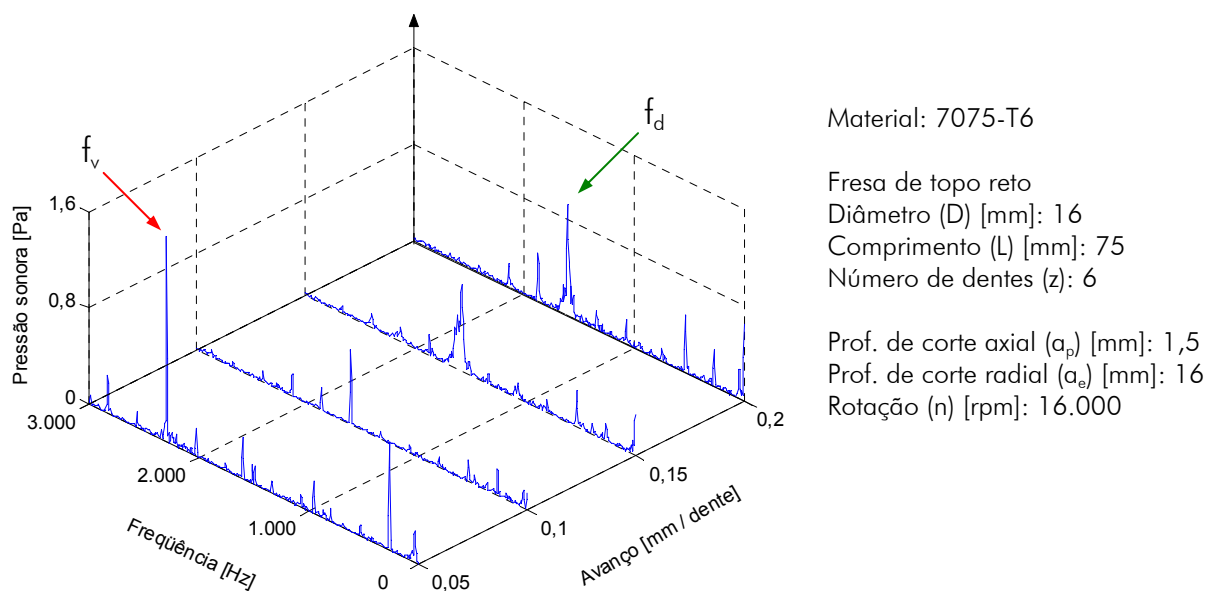


Figura 5.37 Espectros da pressão sonora em função do avanço para  $n=16.000$  rpm.

Para o menor avanço, a condição de instabilidade é caracterizada pelo pico na frequência de vibração (2.288 Hz). Para os demais valores de avanço, os maiores picos

ocorrem na frequência de passagem de dentes (1.600 Hz), e sua magnitude aumenta proporcionalmente com a elevação do avanço em função do aumento da força de corte e conseqüente aumento da amplitude das vibrações forçadas.

A figura 5.38 mostra a profundidade de corte limite para um processo estável em função do avanço para  $n = 10.000$  rpm (condição desfavorável).

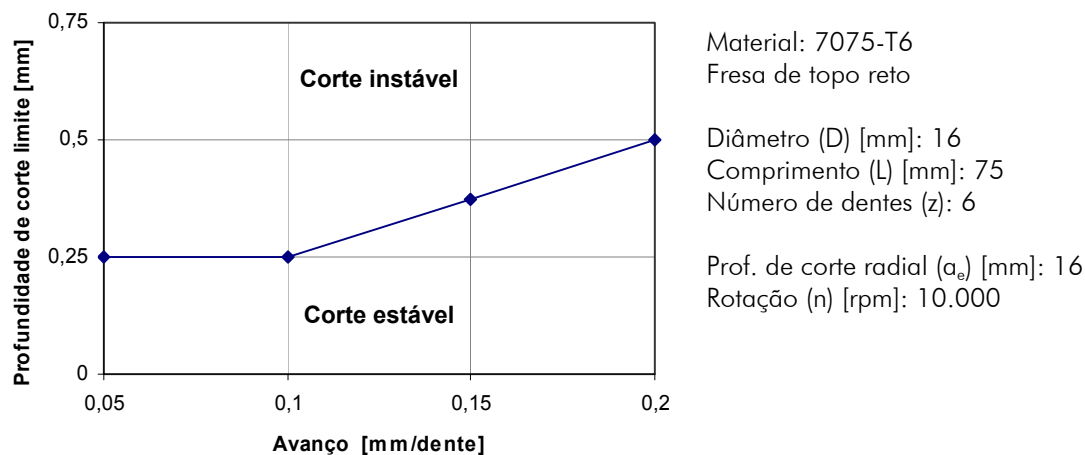


Figura 5.38 Profundidade de corte limite em função do avanço.

Também para este caso, o aumento do avanço permitiu o emprego de maiores profundidades de corte limites. Isto está associado à influência do avanço sobre as forças de usinagem. A figura 5.39 mostra os valores médios das forças na direção de avanço ( $F_x$ ) e na direção ortogonal ( $F_y$ ). Estas aumentam à medida que o avanço se eleva, porém a taxa de crescimento é menor para os avanços maiores, principalmente na direção de avanço.

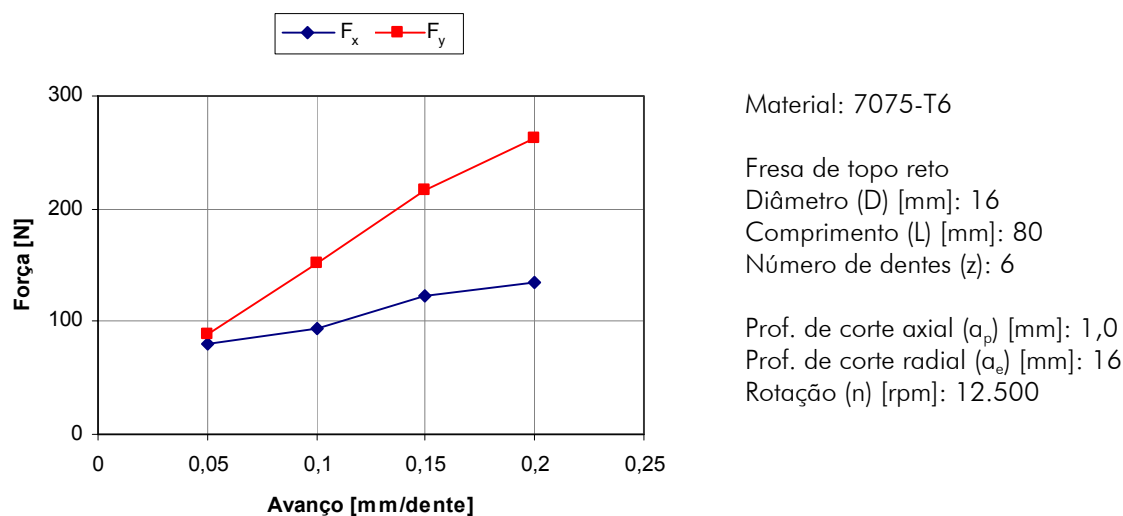


Figura 5.39 Forças de usinagem em função do avanço.

Segundo Spenrath [124] *apud* Schroeter [125], com o aumento do avanço altera-se a forma do cavaco de tal maneira que a espessura de usinagem aumenta com muito mais rapidez ao longo do flanco do cavaco (figura 5.40). Isto favorece o deslizamento entre a porção de material recalcada e a peça. Conseqüentemente há uma redução no grau de recalque e no grau de deformação no plano de cisalhamento, que leva a uma redução na pressão específica de corte [126]. Maiores valores de avanço representam maiores espessuras de cavaco e maiores forças de corte, porém são suas variações durante o processo que desencadeiam o efeito regenerativo, sendo os valores absolutos secundários. Portanto, tem maior relevância o fato de que avanços maiores reduzem a pressão específica de corte e conseqüentemente as variações das forças, permitindo pequeno aumento das profundidades de corte limites.

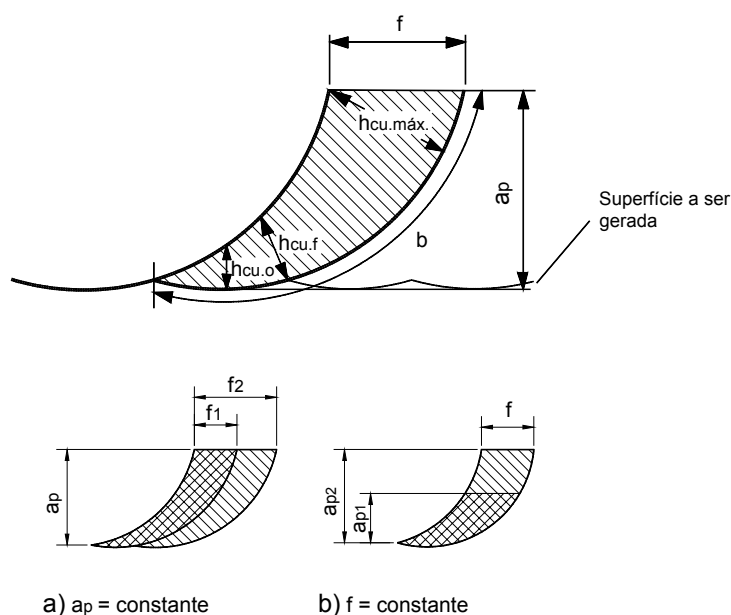


Figura 5.40 Variação da geometria do cavaco em dependência dos parâmetros de usinagem [125,126].

Os espectros da figura 5.41 mostram que as freqüências de vibrações são praticamente as mesmas, e que os picos diminuem à medida que se aumenta o avanço, até desaparecerem para a condição estável  $f = 0,2$  mm/dente. Segundo Tlustý [2], uma vez ultrapassado o limite de estabilidade, um maior avanço acarreta em uma maior amplitude de vibração, porque o efeito de saturação dado pela perda de contato ocorre para uma maior espessura de cavaco [2]. Entretanto, isto não foi confirmado pelos espectros da pressão sonora deste experimento, que mostram uma tendência contrária,

sugerindo que a influência do avanço sobre a pressão específica também reduz a amplitude da vibração nas condições instáveis.

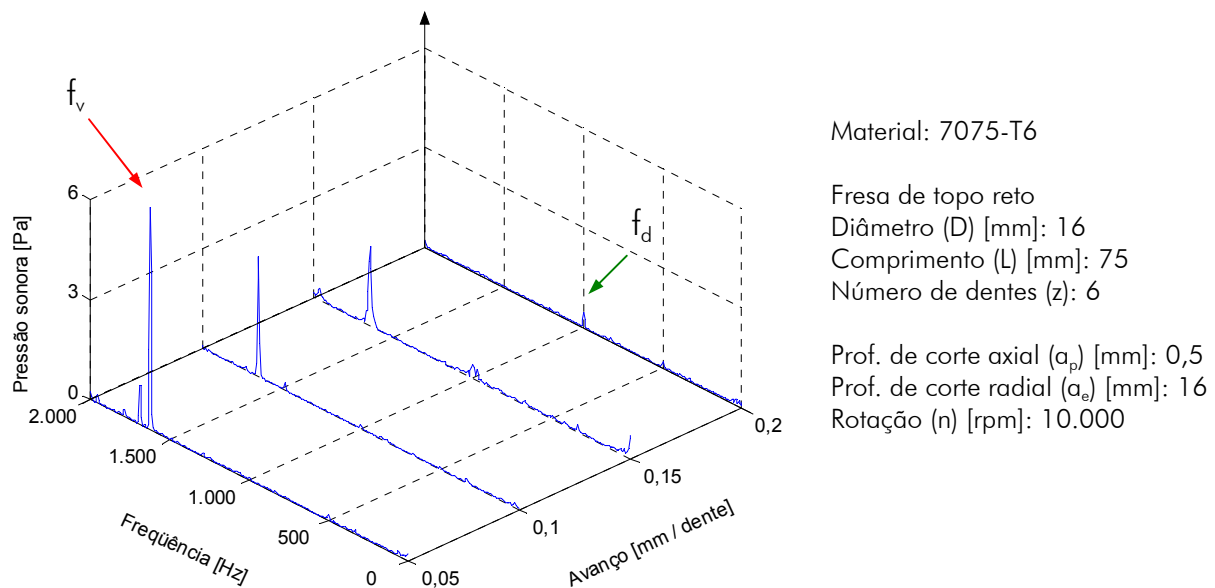


Figura 5.41 Espectros da pressão sonora em função do avanço para  $n = 10.000$  rpm.

### 5.1.7 Influência do comprimento em balanço da ferramenta sobre a estabilidade

A fixação da fresa em diferentes comprimentos em balanço resulta em diferentes valores para as frequências naturais e para a rigidez do sistema. Isto apresenta uma relevância ainda maior quando a frequência de passagem de dentes se aproxima da frequência natural do modo dominante.

O gráfico da figura 5.42 mostra a rugosidade no fundo dos canais em função do comprimento em balanço para rotação máxima da máquina empregada nos ensaios.

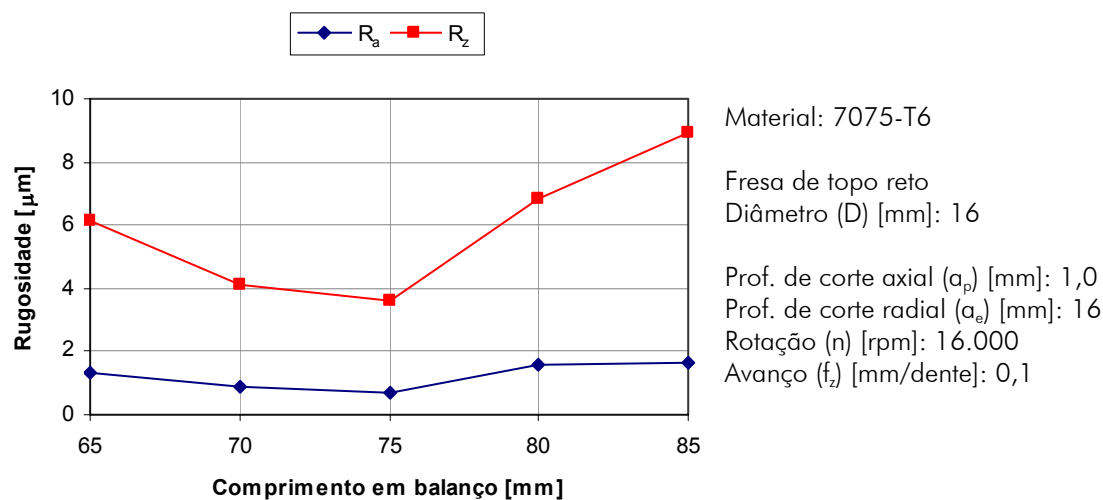


Figura 5.42 Parâmetros de rugosidade em função do comprimento em balanço.

As menores rugosidades ocorreram para os comprimentos em balanço  $L = 70$  e  $75$  mm, para os quais o corte foi estável. Apesar do comprimento em balanço  $L = 65$  mm resultar em maior rigidez do conjunto, a rotação empregada no ensaio correspondeu a uma condição desfavorável, surgindo vibrações durante o processo.

O gráfico da figura 5.43 mostra os espectros da pressão sonora para os diferentes comprimentos em balanço.

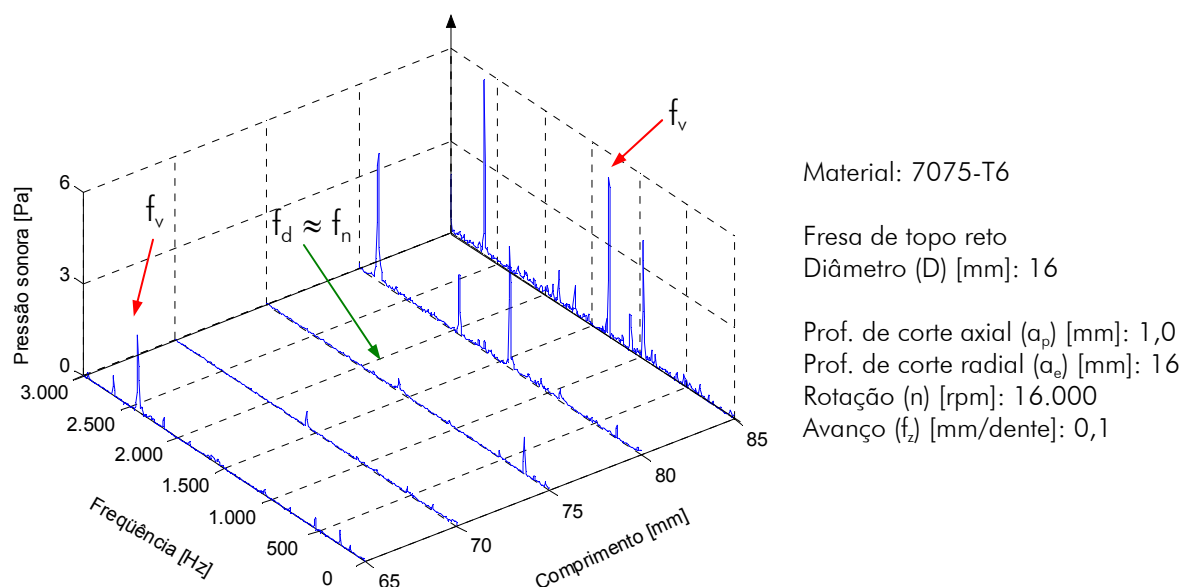


Figura 5.43 Espectros do sinal da pressão sonora para diferentes comprimentos.

As frequências de vibração foram próximas dos primeiros modos para os comprimentos  $L = 80$  e  $85$  mm, apresentando as magnitudes mais elevadas. A frequência de vibração para  $L = 65$  mm, a exemplo do que ocorreu com a fresa de 4 dentes, está associada ao segundo modo. Para os comprimentos de  $70$  e de  $75$  mm, aparecem com magnitudes consideravelmente menores a frequência de passagem de dentes e a frequência de rotação devido à excentricidade.

O gráfico da figura 5.44 mostra as profundidades de corte limites para os comprimentos em balanço considerados no ensaio.

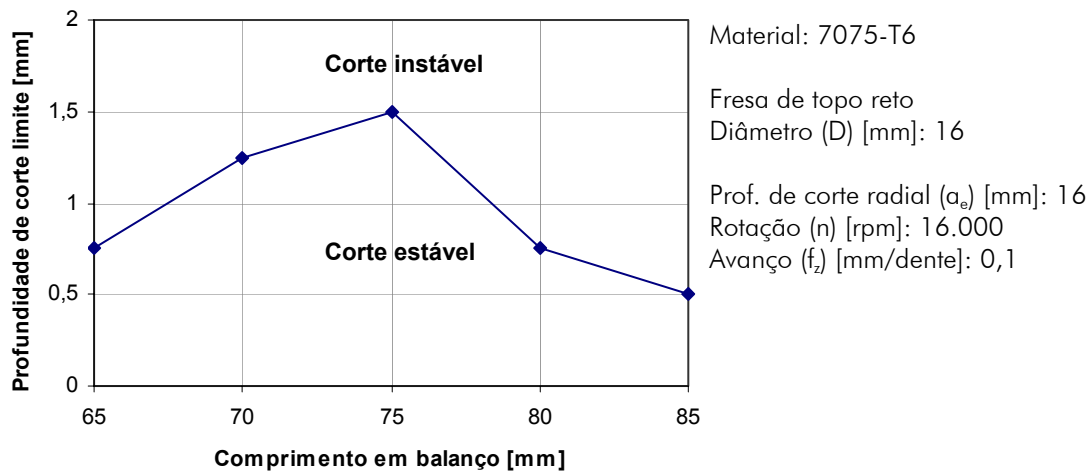


Figura 5.44 Profundidade de corte limite para diferentes comprimentos em balanço.

O comprimento em balanço  $L = 75$  mm permitiu a maior profundidade de corte limite, sendo o dobro do valor daquela para 65 mm. Isto ocorreu porque a frequência de passagem de dentes para a rotação empregado no ensaio foi próxima da frequência natural do sistema nesta configuração. Este exemplo ilustra a possibilidade de se manipular as características dinâmicas a fim de aumentar a taxa de remoção de material, como proposto por Tlustý *et al* [82].

### 5.1.8 Influência das características do porta-ferramenta sobre a estabilidade

As características dinâmicas do sistema também dependem da geometria e das propriedades mecânicas dos materiais dos porta-ferramentas. A figura 5.45 mostra a função transferência medida na extremidade de uma fresa fixada por um mandril de contração térmica. A frequência natural corresponde a 1.485 Hz.

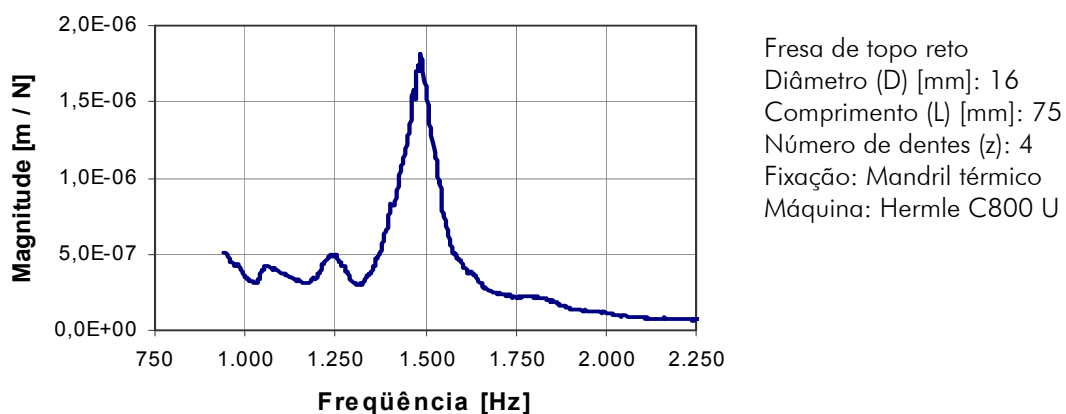


Figura 5.45 FRF para fresa fixada em mandril de contração térmica.

O gráfico da figura 5.46 mostra os parâmetros de textura medidos no fundo dos canais em função da rotação para esta montagem, com o emprego de fluido de corte.

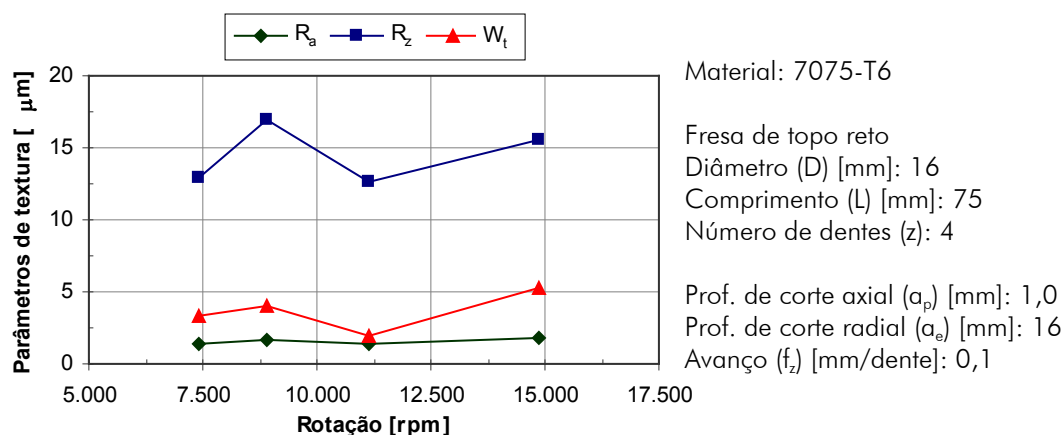


Figura 5.46 Parâmetros de textura em função da rotação para fresa com quatro dentes.

Os valores de rugosidade mais elevados são decorrentes das vibrações relativas entre ferramenta e peça que surgiram durante a operação. As profundidades de corte usadas para estas rotações foram maiores que as limites para um corte estável. A figura 5.47 mostra as marcas de vibrações na superfície usinada para os cortes estáveis e instáveis.

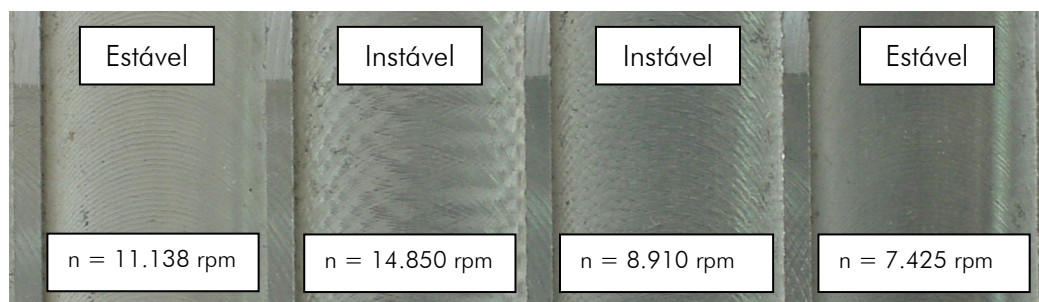


Figura 5.47 Superfícies geradas para cortes estáveis e instáveis para fresa de 4 dentes.

Estes resultados indicam que, apesar do uso de fluido de corte, a profundidade de corte crítica foi menor que a encontrada nos experimentos realizados em condições similares com o mandril hidráulico. A menor rigidez da montagem com o mandril de contração térmica se deve a sua forma mais esbelta, que por outro lado apresenta a vantagem de permitir a usinagem de cavidades mais profundas sem que haja colisão com áreas adjacentes.

O gráfico da figura 5.48 mostra os parâmetros de textura medidos no fundo dos canais em função da rotação para uma ferramenta de seis dentes.

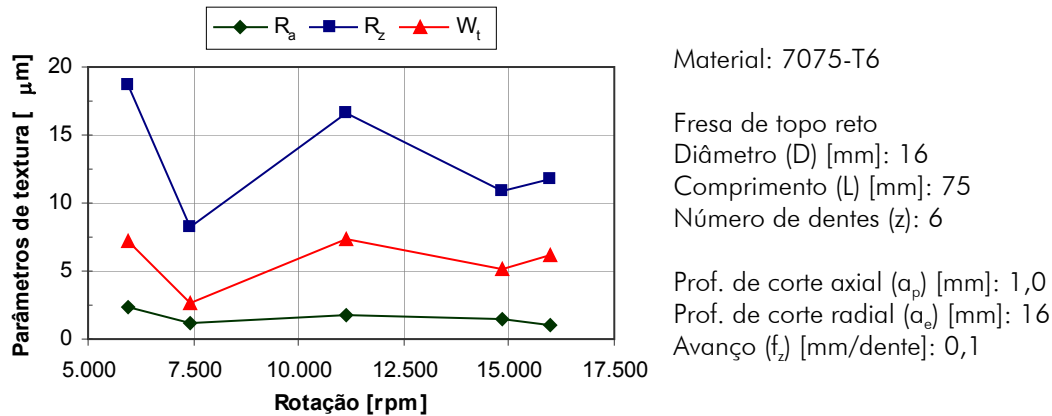


Figura 5.48 Parâmetros de textura no fundo dos canais em função da rotação para fresa. com seis dentes

Comparando-se os dois gráficos, pode-se notar uma grande diferença nos resultados. Para a fresa de seis dentes, os menores valores de rugosidade foram encontrados para a rotação  $n = 14.850$  rpm. Nesta condição, a frequência de passagem dos dentes era igual à frequência natural do sistema, caracterizando a condição de ressonância. Para a fresa de quatro dentes, o emprego da mesma rotação resultou em um acabamento superficial ruim devido às vibrações que surgiram durante o processo. Melhores resultados foram obtidos para esta ferramenta para a rotação  $n = 11.138$  rpm, em que a frequência de passagem dos dentes correspondia à metade da frequência natural do sistema. Para a rotação  $n = 7.425$  rpm, o acabamento da superfície foi satisfatório para ambas as ferramentas. Para este valor as frequências de passagem dos dentes correspondiam a  $1/2$  e  $1/3$  da frequência natural do sistema.

Os sinais de áudio e vídeo dos testes realizados com a fresa de seis dentes foram captados por uma câmera digital e posteriormente analisados em laboratório. Os gráficos da figura 5.49 mostram os espectros de áudio obtidos por este procedimento para as rotações  $n = 14.850$  rpm e  $n = 11.138$  rpm. Para a condição estável, o espectro de áudio apresenta o maior pico na frequência de passagem dos dentes. Já para a instável, ocorre um pico com elevada magnitude em 1.531 Hz, que não possui nenhuma relação com harmônicos da frequência de passagem dos dentes, correspondendo, portanto, à frequência de vibração.



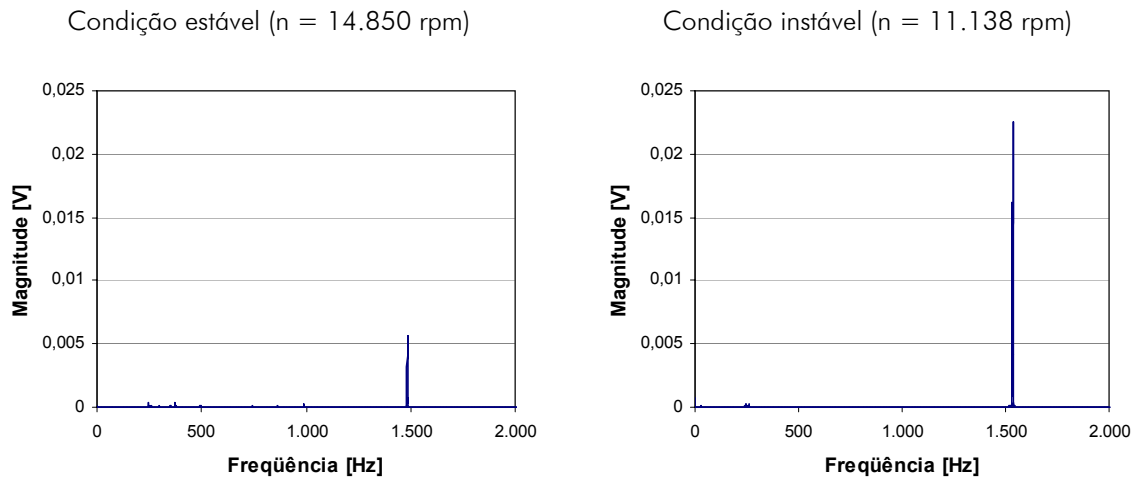


Figura 5.49 Espectros dos sinais de áudio gravados para um corte estável e outro instável

O fato da frequência de passagem dos dentes para a condição estável ( $n=14.850$  rpm) estar próxima da frequência de vibração da situação instável poderia suscitar dúvidas relativas ao emprego deste critério para análise da estabilidade. Neste caso, histogramas que consideram a distribuição dos sinais de áudio a cada rotação também podem ser usados para a análise da estabilidade [127]. Os histogramas da figura 5.50 foram construídos a partir do cálculo da variância dos sinais de áudio considerando-se as rotações nominais. Para a condição estável o histograma apresenta uma forma semelhante ao de uma distribuição normal, sendo que o maior número de ocorrências está associado a um valor de variância relativamente pequeno. Já para a condição instável, o histograma é mais uniforme, apresentando maior número de ocorrências para valores maiores de variância.

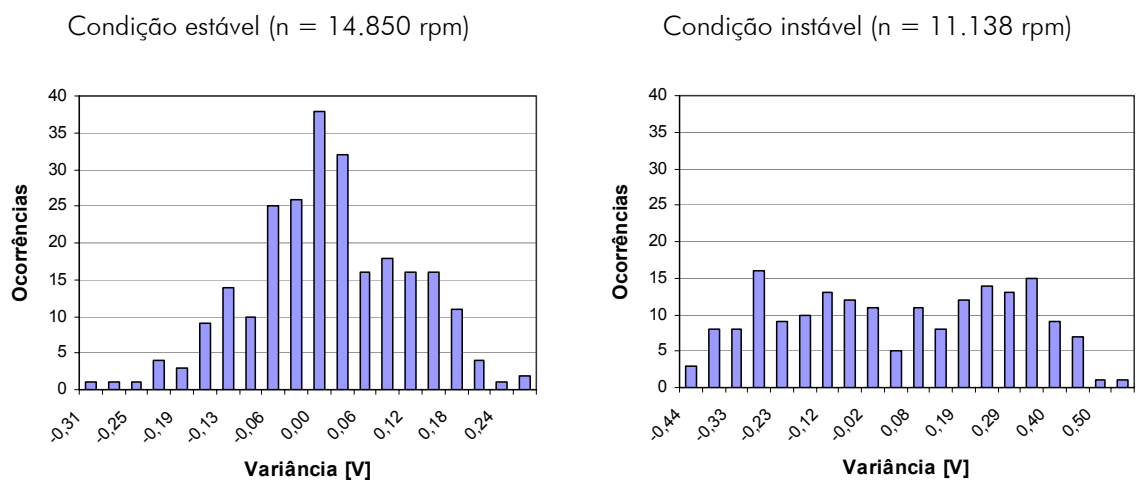


Figura 5.50 Histograma dos sinais de áudio para um corte estável e outro instável.

### 5.1.9 Influência das características do eixo-árvore sobre a estabilidade

A figura 5.51 mostra a FRF medida na extremidade da ferramenta montada em um eixo-árvore com mancais magnéticos. Os primeiros picos correspondem aos modos de vibração do eixo-árvore. A frequência de 4.200 Hz, onde ocorre o maior pico, corresponde ao modo de flexão da ferramenta.

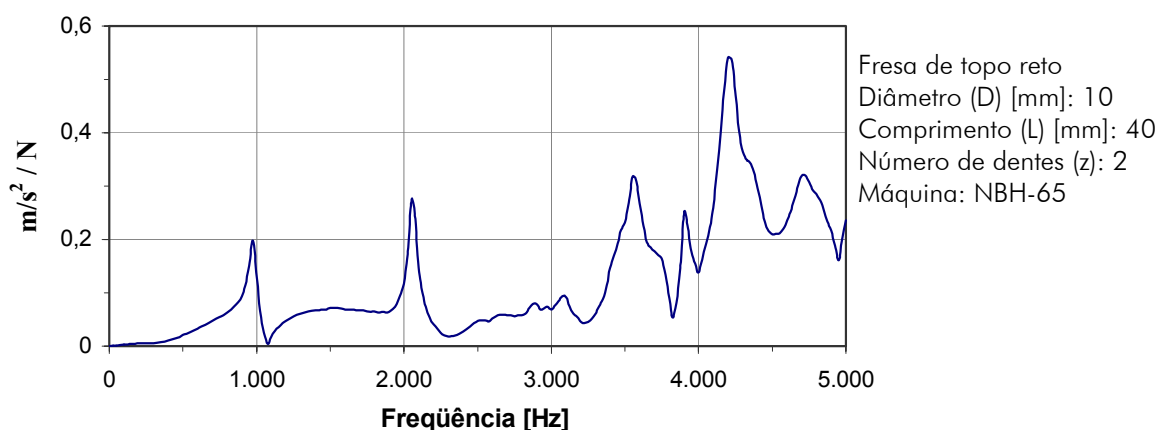


Figura 5.51 FRF na ponta da fresa montada em eixo-árvore com mancais magnéticos.

O gráfico da figura 5.52 mostra os valores dos parâmetros de textura medidos no fundo dos canais em função da rotação.

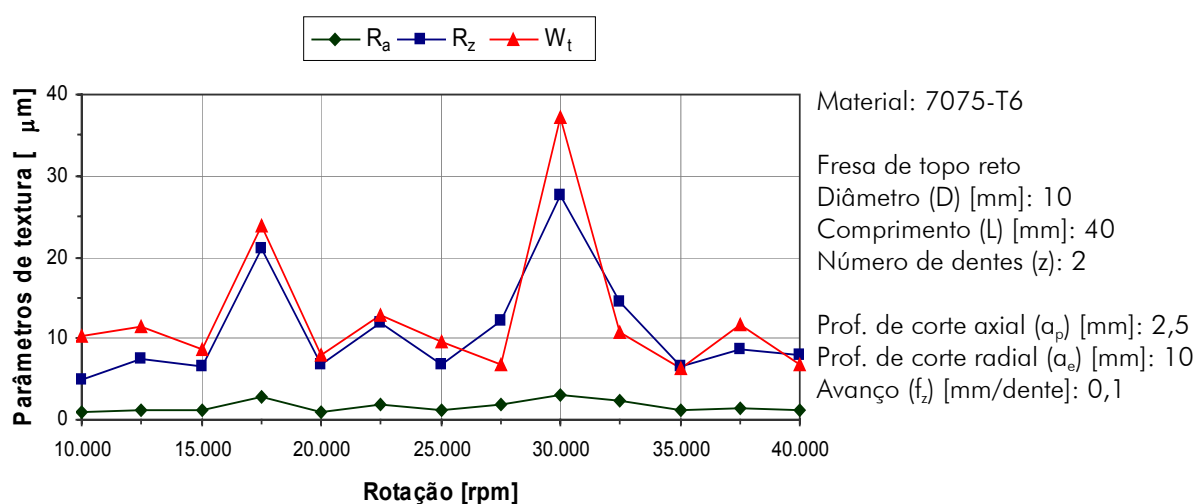


Figura 5.52 Parâmetros de textura da superfície do fundo dos canais em função da rotação.

O gráfico da figura 5.53 mostra os resultados das medições realizadas nas paredes dos canais.

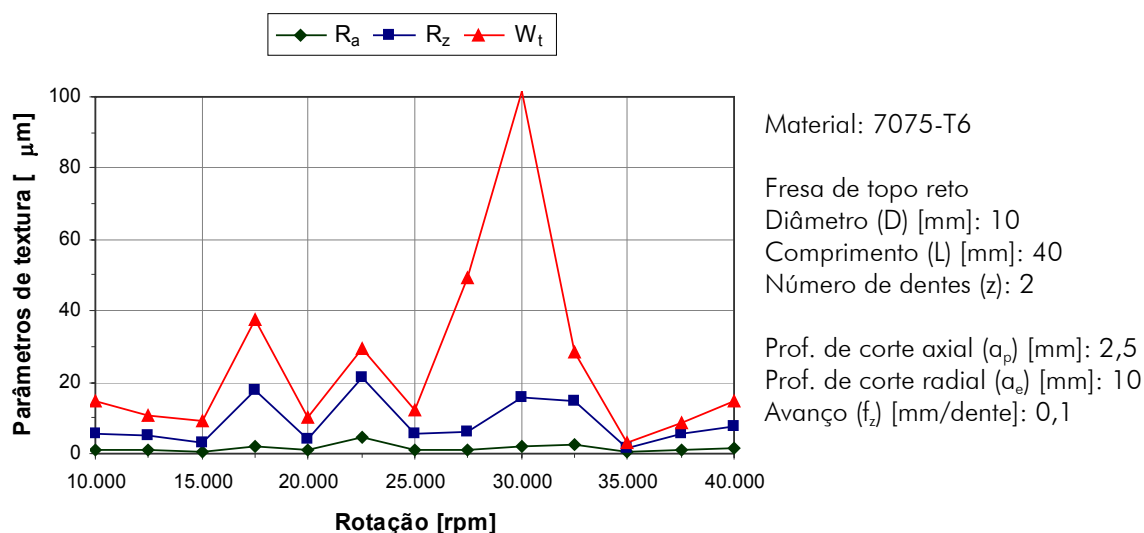


Figura 5.53 Parâmetros de textura da parede dos canais em função da rotação.

As curvas referentes aos parâmetros seguem a mesma tendência, apresentando comportamento similar tanto na superfície do fundo como na parede. Os picos são resultado do surgimento de vibrações durante o processo.

O gráfico da figura 5.54 mostra os valores dos parâmetros de rugosidade e ondulação medidos na superfície lateral dos canais do corpo de prova em função da profundidade de corte axial, para uma rotação de 37.500 rpm. Não há variação significativa dos valores para profundidades de corte até 5,0 mm. Para profundidades maiores, os valores elevam-se abruptamente, indicando que o limite de estabilidade foi ultrapassado e o processo tornou-se instável, com a amplitude de vibração atingindo níveis inaceitáveis. Portanto, a profundidade de corte considerada limite para esta condição foi 5,0 mm. O aumento abrupto dos níveis de vibração observado é característico do efeito regenerativo. Caso existissem apenas vibrações forçadas causadas pelos impactos dos gumes contra a peça, esperar-se-ia que os parâmetros de rugosidade tivessem uma tendência de crescimento linear, já que as forças de usinagem e conseqüentemente as amplitudes das vibrações, são diretamente proporcionais à largura do cavaco [33].

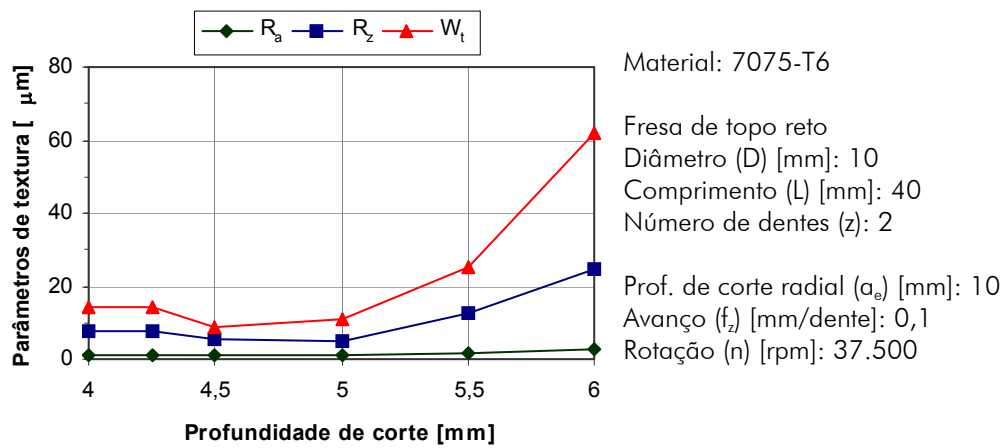


Figura 5.54 Parâmetros de textura da parede dos canais em função da profundidade de corte axial.

A figura 5.55 mostra o resultado do fresamento de três canais com profundidades diferentes para uma rotação de 40.000 rpm. No canal da parte superior da figura, correspondente a uma profundidade de corte axial de 3,0 mm, as superfícies geradas não apresentam marcas de vibrações. Para os canais de 4,0 e 5,0 mm as marcas de vibrações estão presentes tanto nas superfícies do fundo como nas paredes dos canais.

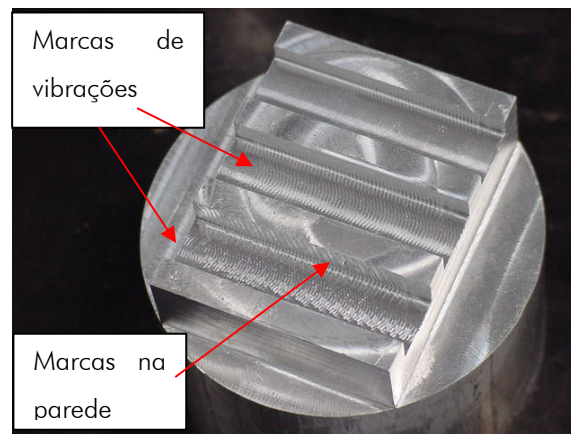


Figura 5.55 Marcas de vibrações nos canais fresados.

O valor da profundidade da ondulação ( $W_t$ ) eleva-se consideravelmente em condições instáveis. Por este motivo, ele foi adotado como o principal parâmetro indicativo de vibração, empregado na avaliação da estabilidade do processo. O gráfico da figura 5.56 mostra que para uma determinada condição a ocorrência de vibrações faz com que a profundidade da ondulação na parede seja duas vezes maior que no fundo dos canais.

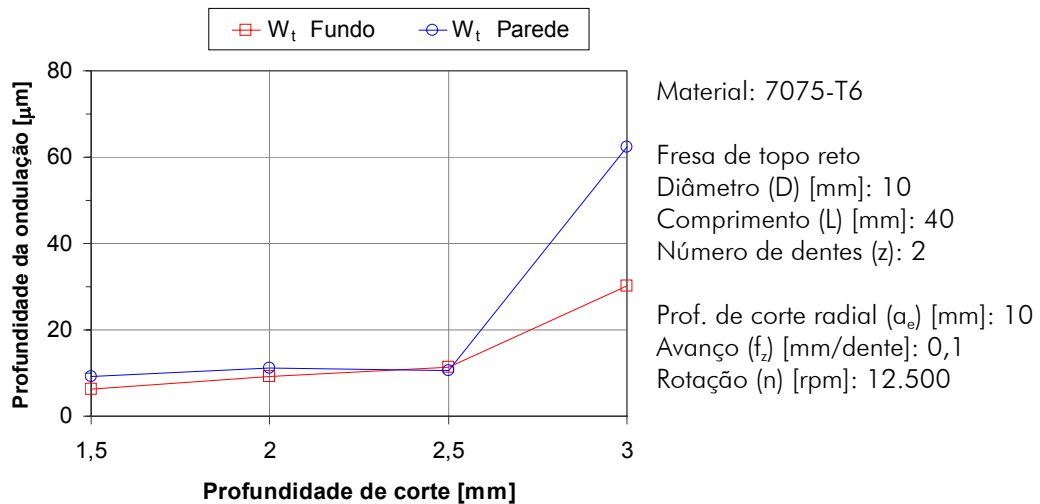


Figura 5.56 Profundidade da ondulação na superfície do fundo e na parede dos canais.

Gráficos semelhantes ao da figura 5.56 foram obtidos para outras rotações. A partir destes foi possível construir a carta de estabilidade da figura 5.57.

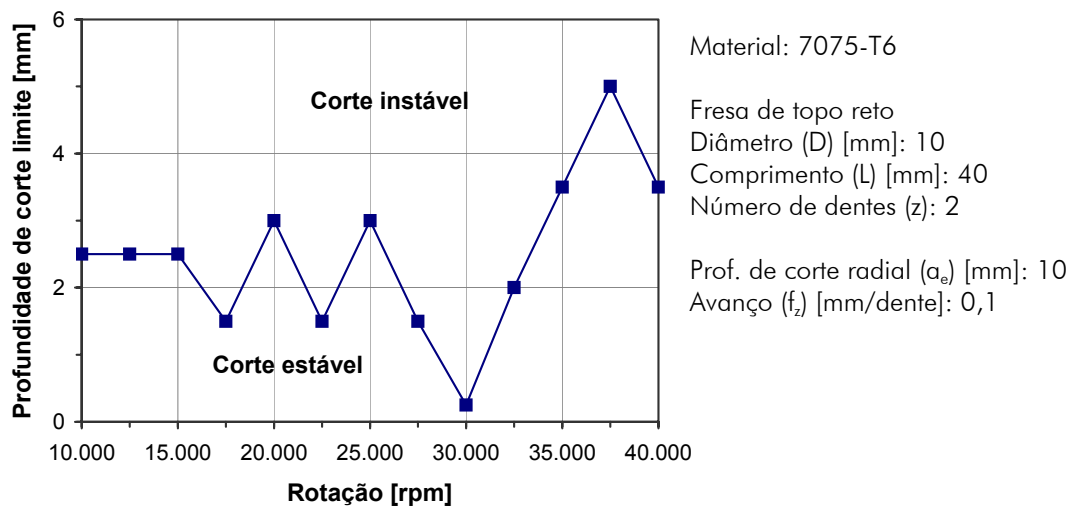


Figura 5.57 Carta de estabilidade para um eixo-árvore com mancais magnéticos.

Para rotações até 15.000 rpm os lóbulos de estabilidade ainda não são visíveis na figura 5.57. Estes começam a surgir quando a rotação é elevada e, conseqüentemente, reduzido o número de ondulações entre dois dentes consecutivos, fazendo com que suas diferenças de fase representem um papel mais significativo sobre o mecanismo de auto-excitação das vibrações [18].

Os dois primeiros picos da carta de estabilidade correspondem às rotações 20.000 e 25.000 rpm, cujas freqüências de passagem de dentes se aproximaram de  $1/6$  e  $1/5$  da freqüência do modo de flexão da ferramenta, respectivamente. Para a rotação

30.000 rpm, a frequência de passagem de dentes correspondia a 1.000 Hz e estava muito próxima da frequência referente ao primeiro modo de vibração do eixo-árvore. Neste caso as amplitudes das vibrações forçadas causadas pelos impactos dos dentes da fresa estavam no seu máximo, impossibilitando a usinagem isenta de vibrações, mesmo para profundidades de corte consideravelmente pequenas. Portanto, o amortecimento provido pelo sistema de controle não foi suficientemente alto para permitir a usinagem na condição de ressonância. Ultrapassada esta rotação, as profundidades de corte limites aumentam progressivamente atingindo o maior valor para 37.500 rpm, cuja frequência de passagem de dentes está distante dos submúltiplos da frequência do primeiro modo de flexão da ferramenta, sugerindo haver também influência dos outros modos de vibração sobre a estabilidade do processo.

#### **5.1.10 Deslocamentos do eixo da ferramenta e forças de usinagem**

Nesta etapa foram analisados os deslocamentos da ferramenta no plano de trabalho para diferentes rotações durante a abertura de um canal. Foi empregada uma fresa de diâmetro 16 mm, comprimento em balanço 80 mm, com 6 dentes. A profundidade de corte axial foi de 1,0 mm e o avanço de 0,1 mm/dente. A direção  $x$  corresponde a de avanço. Estes experimentos foram conduzidos em um centro de usinagem Hermle C600U.

A figura 5.58 mostra os deslocamentos para uma condição estável ( $n = 12.500$  rpm) e para outra instável ( $n = 15.000$  rpm). Os pontos em destaque mostram a posição de um determinado dente a cada rotação. Para a condição estável, esta posição sofre poucas alterações ao longo do tempo. As diferenças entre os dentes são devido à excentricidade. A condição instável, além das amplitudes mais elevadas, apresenta grande dispersão nos pontos amostrados a cada rotação.

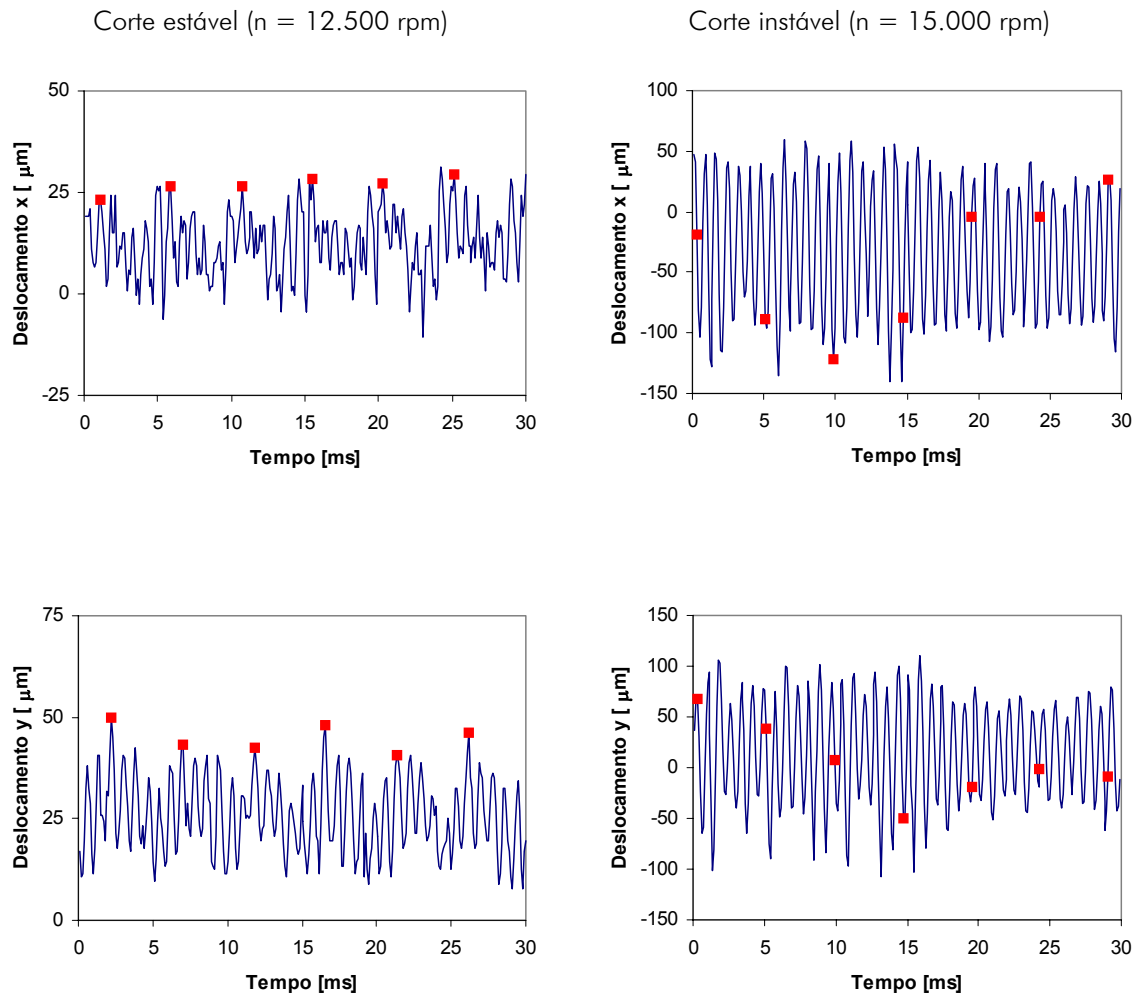


Figura 5.58 Deslocamentos da ferramenta para uma condição estável e outra instável.

Os gráficos da figura 5.59 mostram as órbitas do eixo da ferramenta destacando os pontos amostrados a cada rotação (seção de Poincaré). Para uma rotação que resultou em um processo estável ( $n = 12.500$  rpm), os pontos estão agrupados apresentando uma pequena dispersão. Para as demais rotações instáveis, estes estão mais afastados, formando uma trajetória elíptica, indicativa de um movimento assíncrono, devido às presenças simultâneas da frequência de passagem de dentes e da frequência de vibração. A diferença nos valores dos deslocamentos nas duas direções é resultado da distribuição das forças durante o corte.

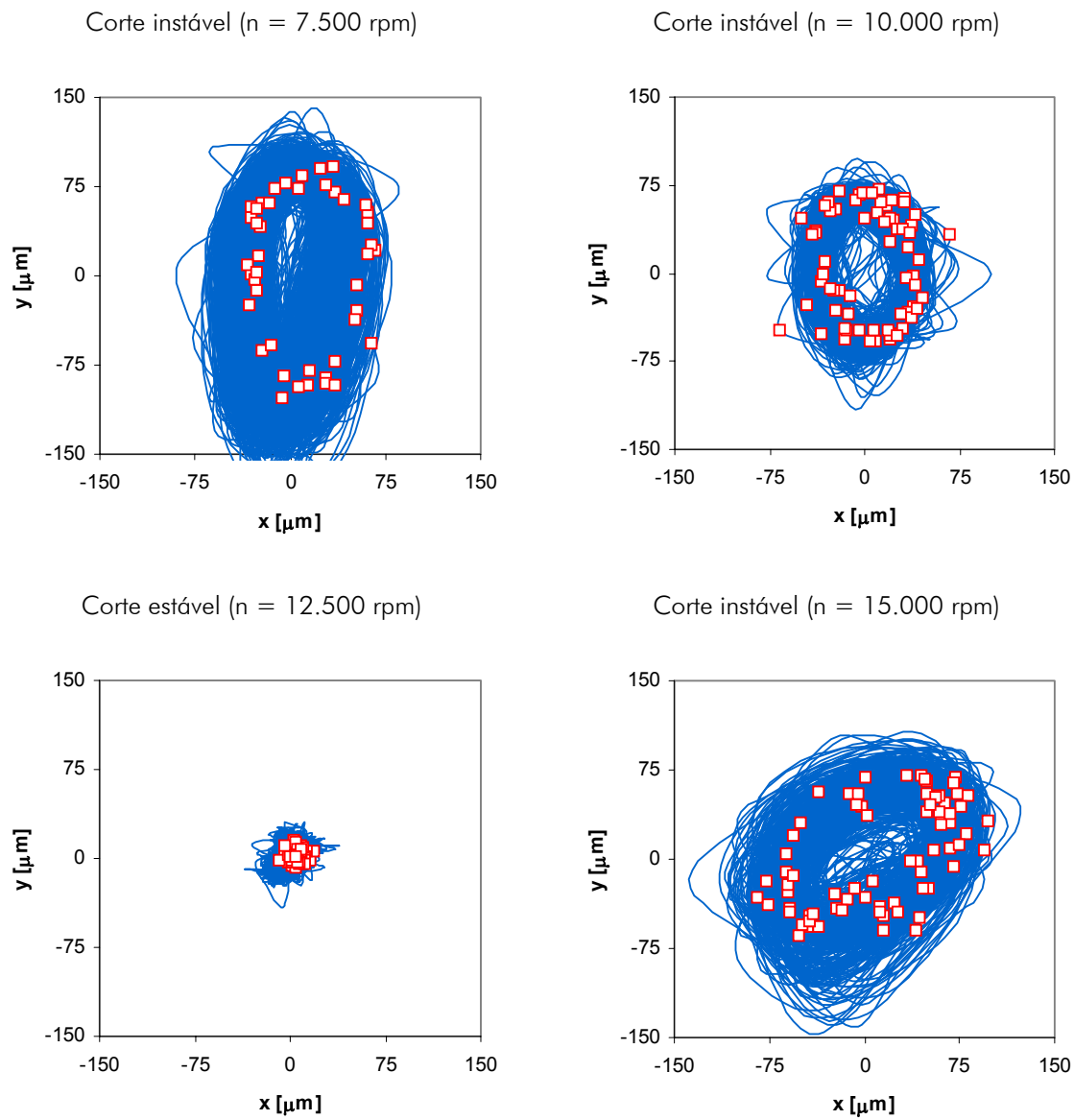


Figura 5.59 Seções de Poincaré medidas durante o processo de desbaste.

A figura 5.60 mostra os espectros de frequência das medições de deslocamento na direção de avanço. Para a rotação estável ( $n = 12.500$  rpm), o pico ocorre na frequência de passagem de dentes ( $f_d$ ). Para as instáveis, os picos ocorrem em maiores magnitudes nas frequências de vibração ( $f_v$ ), características das vibrações regenerativas.



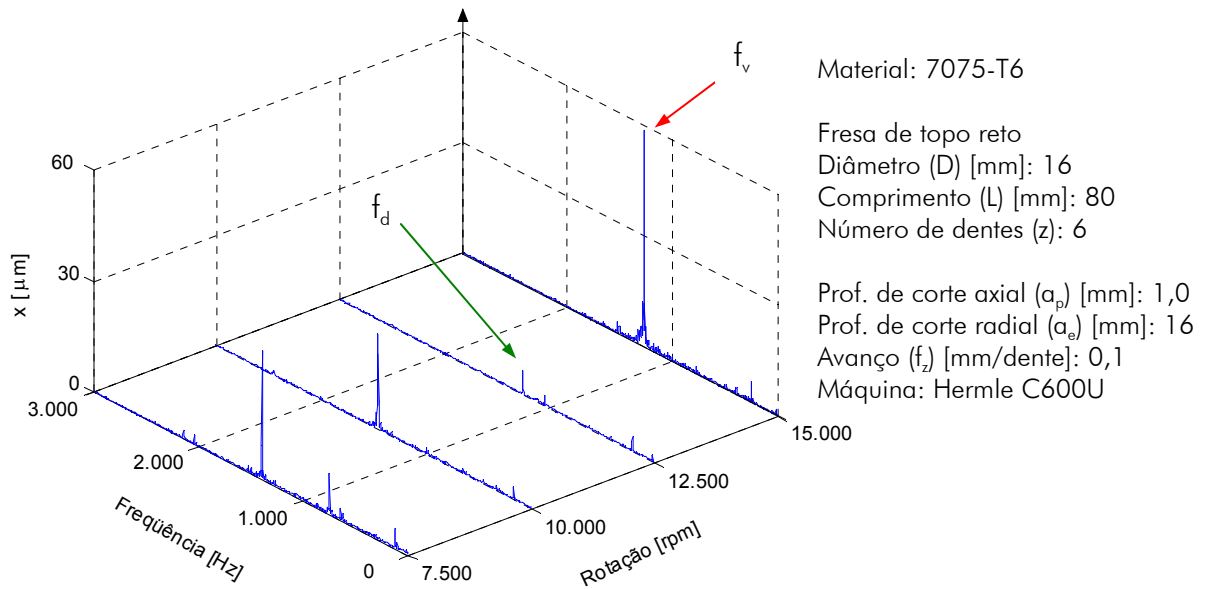


Figura 5.60 Espectros de freqüência do sinal de deslocamento na direção de avanço.

O gráfico da figura 5.61 mostra o nível da pressão sonora em função da rotação para as mesmas condições. Este mostra que o nível da pressão sonora é proporcional aos deslocamentos da ferramenta, e seu valor é consideravelmente mais elevado para as condições instáveis.

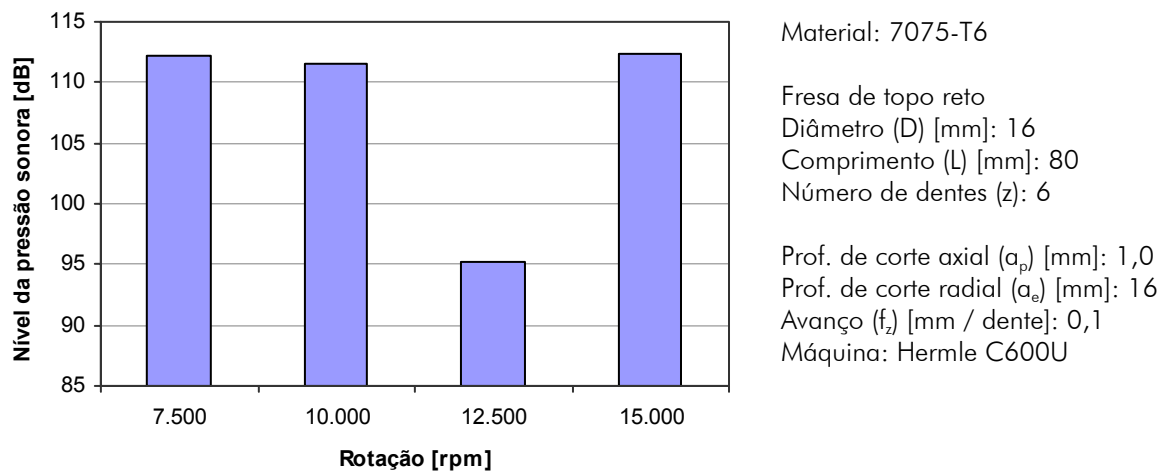
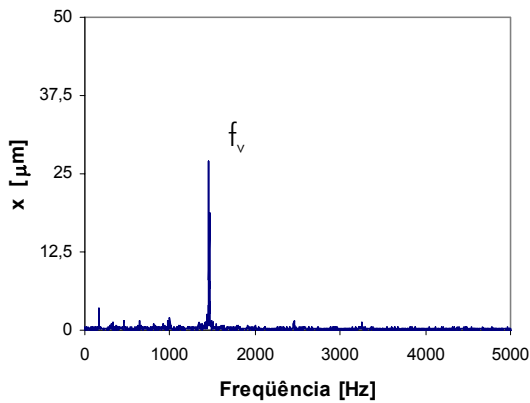


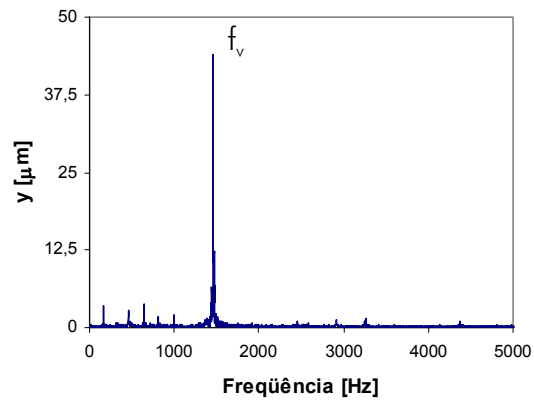
Figura 5.61 Nível da pressão sonora em função da rotação.

Os gráficos da figura 5.62 mostram os espectros da pressão sonora e das forças de usinagem para a rotação instável  $n = 10.000$  rpm.

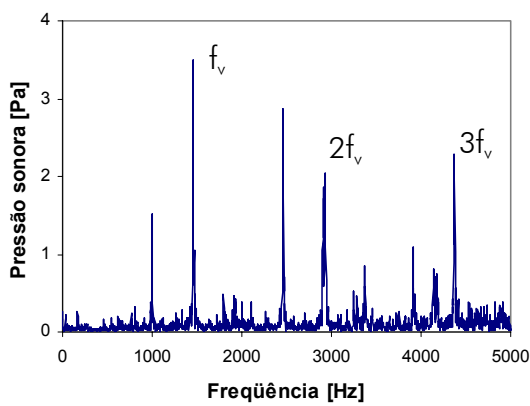
Espectro de deslocamento (direção de avanço)



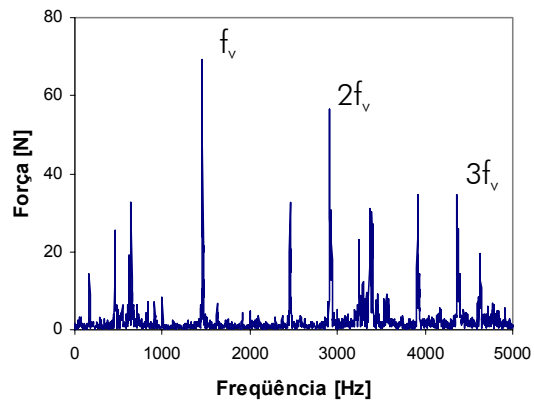
Espectro de deslocamento (ortogonal ao avanço)



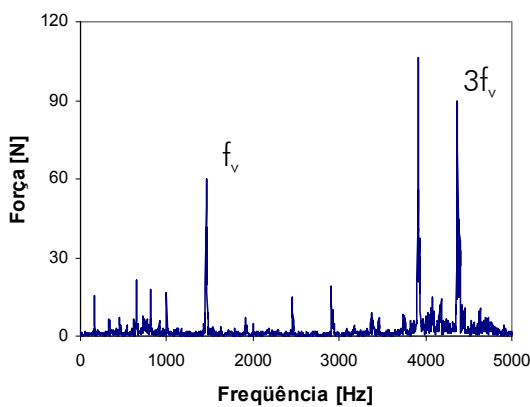
Espectro da pressão sonora



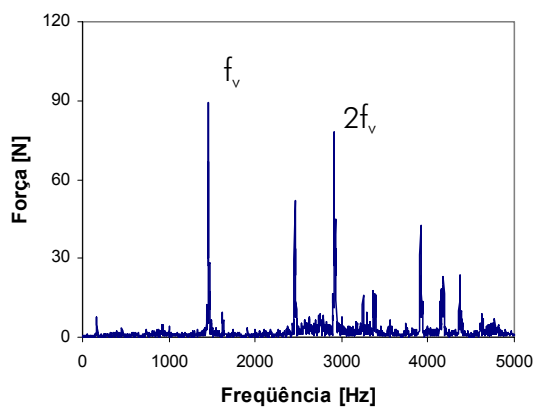
Espectro de força direção ortogonal ao avanço



Espectro de força na direção de avanço



Espectro de força na direção vertical

Figura 5.62 Espectros de deslocamento, pressão sonora e força para  $n = 10.000$  rpm.

A frequência de vibração também domina os espectros de pressão sonora e de forças. Porém, além desta e de seus harmônicos, também surgem outras provavelmente associadas ao segundo modo e às frequências naturais da plataforma piezelétrica.

Quando as projeções na direção radial dos deslocamentos medidos pelos sensores são adicionadas à variação teórica da espessura do cavaco ( $h(\varphi_j) = f_z \cdot \sin\varphi_j$ ), podem ser construídos gráficos que representam a espessura do cavaco estimada em função do ângulo de penetração da fresa (figura 5.63). Esta corresponde à diferença entre curvas que representam cortes defasados de um período referente à passagem de um dente.

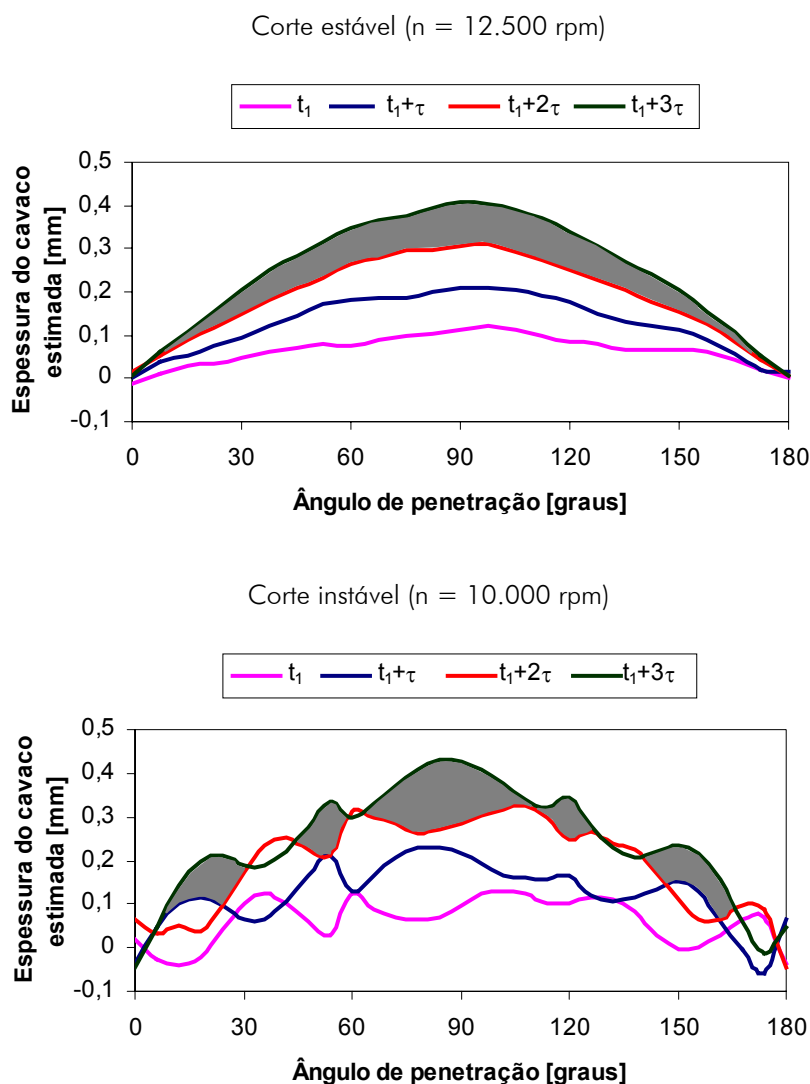


Figura 5.63 Espessura do cavaco estimada para corte estável e outro instável;  $a_p = 1 \text{ mm}$ .

Para a condição estável ( $n = 12.500 \text{ rpm}$ ) a espessura do cavaco segue principalmente a curva teórica, uma vez que os deslocamentos radiais são pequenos. Já para a instável, a espessura do cavaco apresenta grandes variações em função da diferença de fase entre as ondulações deixadas por dentes subseqüentes. Em determinados pontos pode ser observada a perda de contato dos dentes da fresa com a peça, principalmente quando estes se encontram nos extremos do arco usinado. As

variações da espessura do cavaco têm influência direta sobre a força de usinagem resultante no plano de corte (figura 5.64).

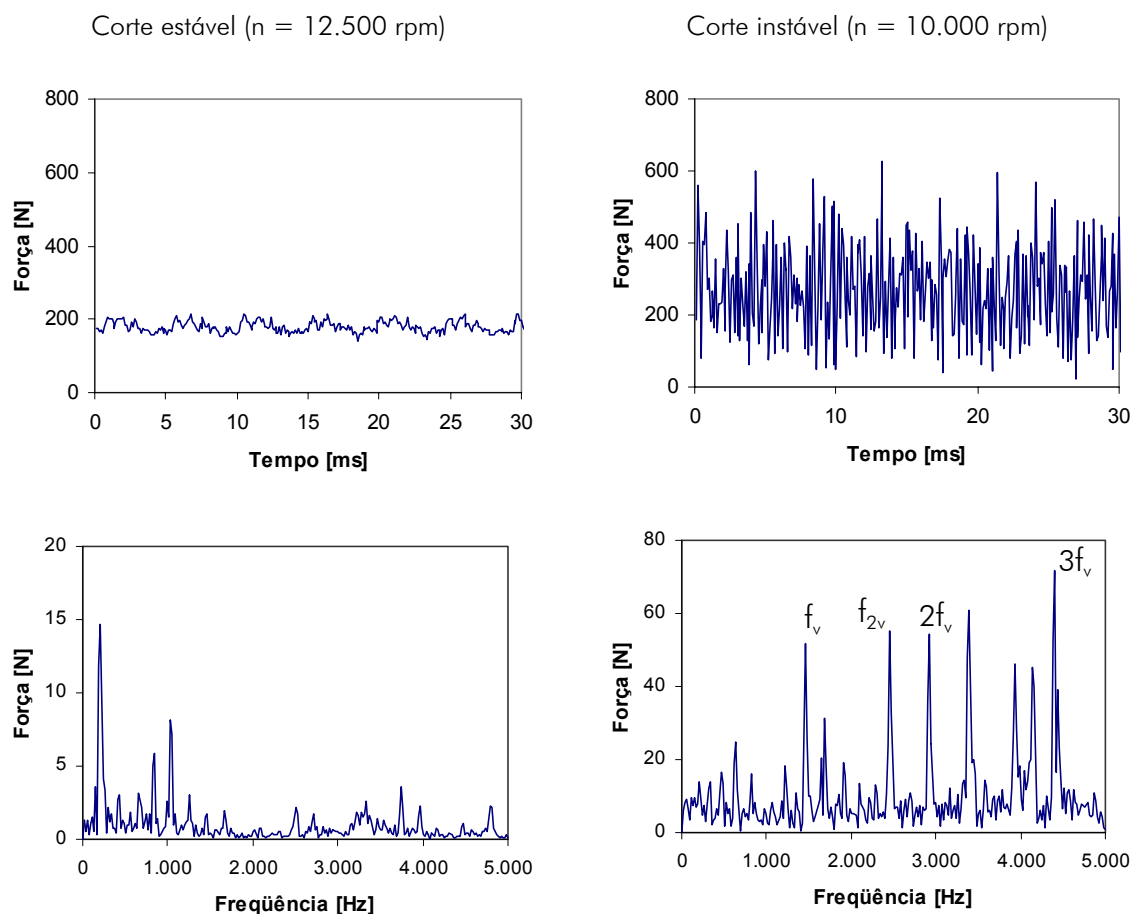


Figura 5.64 Força resultante no plano de trabalho para uma condição estável e outra instável.

Como era de se esperar para a condição estável, as variações da força resultante são pequenas, uma vez que o processo corresponde à abertura de um canal e há sempre 3 dentes retirando material simultaneamente. Como pode ser observado no espectro, a componente dinâmica do sinal está associada à excentricidade. Na condição instável há grande variação no sinal da força resultante, ocorrendo picos com valores que correspondem ao triplo daqueles encontrados para a condição estável. Isto ocorre porque as forças de usinagem acompanham as variações da espessura do cavaco [21]. O espectro mostra picos na frequência das vibrações regenerativas referente ao primeiro modo ( $f_v$ ) e em seus harmônicos. Além destes, ocorrem outros associados ao segundo modo ( $f_{2v}$ ) e às frequências naturais da plataforma piezelétrica.

A figura 5.65 mostra o comportamento da força na direção ortogonal ao avanço e a espessura do cavaco estimada à medida que a fresa penetra na peça.

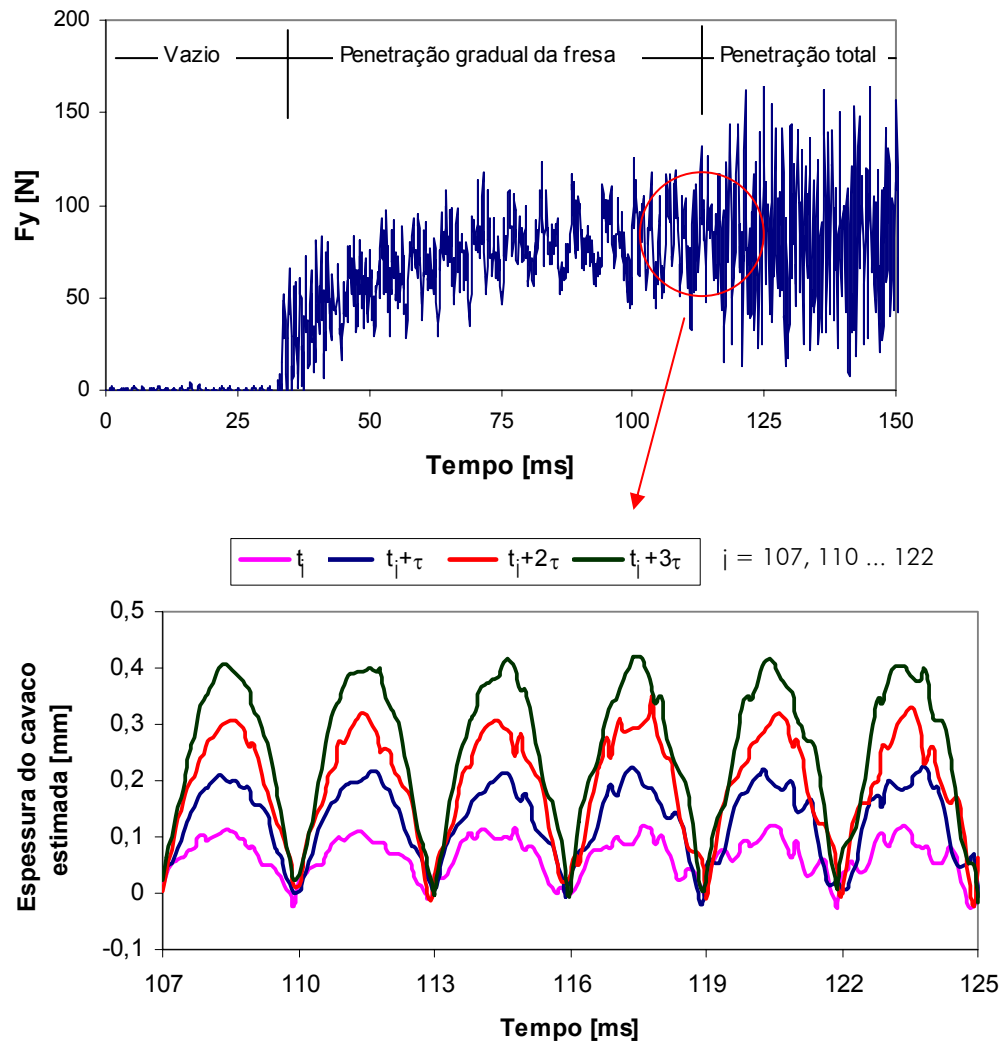


Figura 5.65 Força na direção ortogonal ao avanço e espessura do cavaco estimada à medida que a fresa penetra na peça para  $n = 10.000$  rpm e  $a_p = 0,5$  mm.

A força de usinagem na direção ortogonal ao avanço se eleva à medida que a fresa penetra na peça, sendo que ocorre um aumento significativo na dispersão dos valores quando a penetração total é atingida. A razão deste aumento é encontrada na análise do gráfico da espessura do cavaco estimada, onde pode-se perceber o início da instabilidade através da alteração do comportamento inicial que tendia a se repetir a cada passagem de um dente, para outro com variações mais abruptas.

A figura 5.66 mostra os deslocamentos da ferramenta na direção ortogonal ao avanço para duas condições instáveis. Uma vez que o limite de estabilidade foi ultrapassado, as amplitudes das vibrações aumentam proporcionalmente com a profundidade de corte axial.

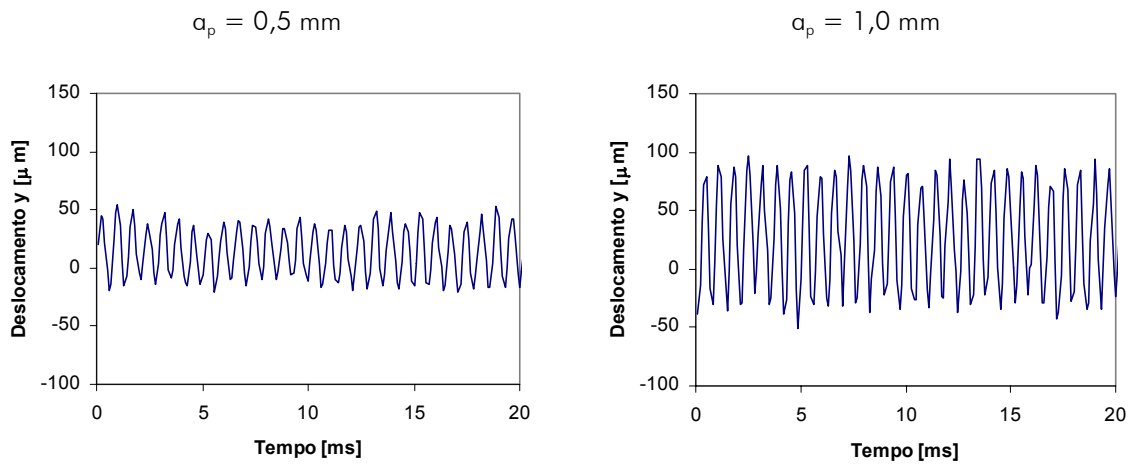


Figura 5.66 Deslocamentos na direção ortogonal ao avanço para  $n = 10.000$  rpm.

Mesmo para condições instáveis, é mantida uma relação praticamente linear entre a força e a deflexão da ferramenta na direção ortogonal ao avanço, quando são considerados apenas seus valores médios (figura 5.67). Para os cortes estáveis, a deflexão estática tem maior importância por ser um dos fatores associados aos erros dimensionais.

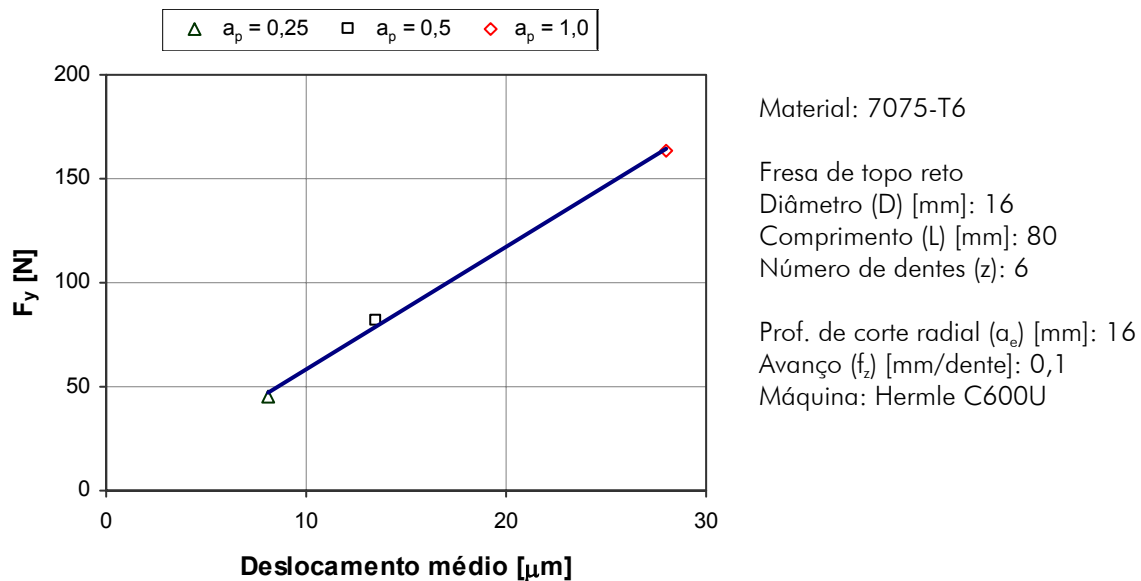


Figura 5.67 Deslocamentos médios em função da força na direção ortogonal ao avanço.

### 5.1.11 Simulações para um sistema com um modo flexível dominante

Na análise de um sistema que apresenta um modo de vibração destacadamente mais flexível, a influência dos demais pode ser desconsiderada. Desta forma é possível pesquisar o comportamento do sistema nas condições próximas à ressonância.

O gráfico da figura 5.68 mostra a FRF medida na extremidade da ferramenta e a curva ajustada pelo método das Frações Racionais Parciais (RFPM) para um sistema com um modo de vibração [128,129].

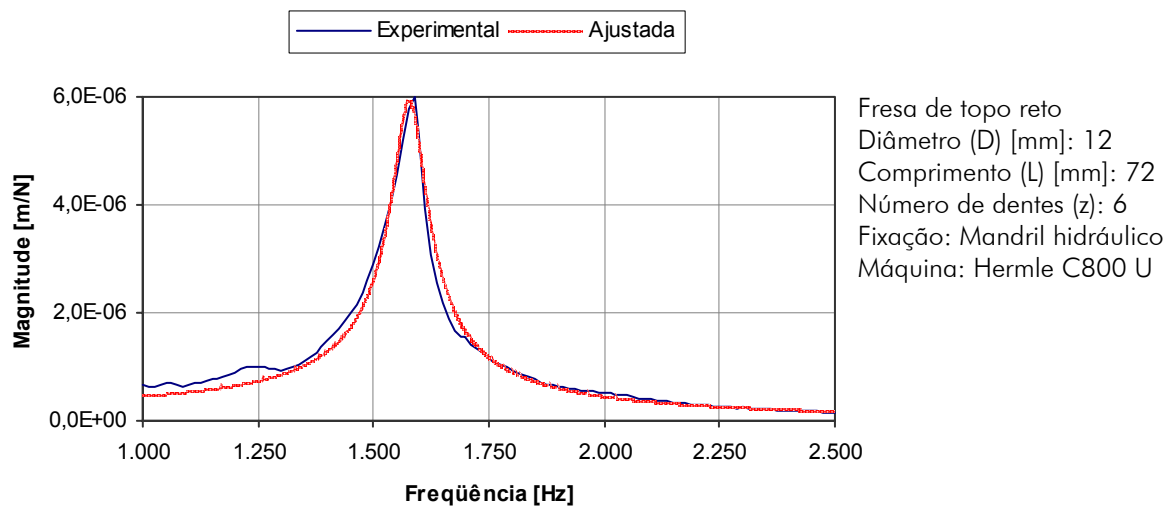


Figura 5.68 FRF para um sistema com um modo flexível dominante.

Desta forma foram determinados os parâmetros modais (tabela 5.1), usados como dados de entrada para as simulações.

Tabela 5.1 Parâmetros modais.

Frequência natural (Hz)	Rigidez (N/m)	Razão de amortecimento
1.577	$3,6 \cdot 10^6$	0,0234

Para a simulação analítica foram empregadas as equações desenvolvidas por Altintas e Budak [67,94,95], apresentadas no capítulo 2.

Para a simulação no domínio do tempo foi empregado o método de Euler para a integração numérica das equações do deslocamento, como proposto por Tlustý e Ismail [85]. A espessura do cavaco foi calculada levando-se em conta a vibração da ferramenta e a superfície ondulada deixada por três dentes precedentes. Também foi considerada a perda de contato entre a ferramenta e a peça na região de corte devido às elevadas amplitudes das vibrações. O erro de batimento associado a cada dente foi medido e adicionado aos deslocamentos radiais durante a simulação. O incremento para a profundidade de corte foi de 0,025 mm e para a rotação, de 250 rpm. O critério

adotado para caracterizar a instabilidade foi o valor da variância dos deslocamentos resultantes, amostrados periodicamente a cada rotação.

A figura 5.69 mostra a carta de estabilidade resultante das simulações empregando o método analítico e no domínio do tempo, juntamente com os determinados experimentalmente através da análise dos espectros da pressão sonora.

Os valores encontrados para os dois métodos empregados na simulação são muito próximos. Porém, há discrepâncias entre estes e os encontrados experimentalmente.

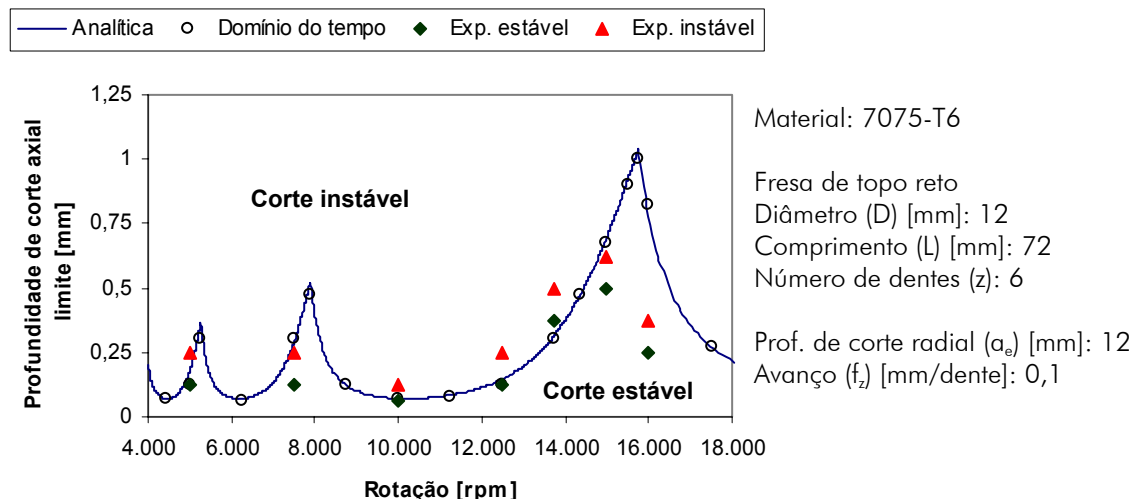


Figura 5.69 Carta de estabilidade com resultados das simulações e experimentos.

Para a rotação  $n = 10.000$  rpm, que correspondeu à condição mais desfavorável, a profundidade de corte limite determinada experimentalmente praticamente coincidiu com aquela das simulações. Com o aumento da rotação, as profundidades de corte limites determinadas experimentalmente apresentaram a mesma tendência de crescimento das simulações, até a condição próxima à ressonância. Para  $n=16.000$  rpm, condição na qual a frequência de passagem de dentes era mais próxima da frequência natural, os resultados da simulação indicavam uma profundidade de corte limite elevada, porém esta não foi confirmada experimentalmente. Isto pode estar associado às diferenças existentes na rigidez, amortecimento e principalmente frequência natural quando as características dinâmicas do sistema são medidas sob duas condições: movimento livre e ferramenta em contato com a peça. Segundo Jensen e Shin [99], a modelagem da dinâmica estrutural do sistema sob condições de operação desempenha um papel importante na determinação da vibração que irá ocorrer durante o processo.

Os resultados encontrados nos dois métodos de simulação são praticamente iguais, porque anteriormente ao desenvolvimento das vibrações regenerativas (condições



estáveis) a perda de contato de um dente com a peça pode ocorrer somente em uma zona estreita no início do arco usinado. Segundo Minis *et al* [130], neste caso esta não-linearidade tem pequena influência na estabilidade do sistema. Para o caso instável, esta zona é mais representativa e inclui quase todo o arco, e a amplitude das vibrações atinge um valor elevado (figura 5.70). Este não cresce indefinidamente porque quando a ferramenta perde o contato com a peça, a força deixa de ser proporcional à espessura do cavaco, tornando-se simplesmente nula [85].

Condição estável  $n = 16.000 \text{ rpm}$  ( $a_p = 0,25 \text{ mm}$ )      Condição instável  $n = 10.000 \text{ rpm}$  ( $a_p = 0,25 \text{ mm}$ )

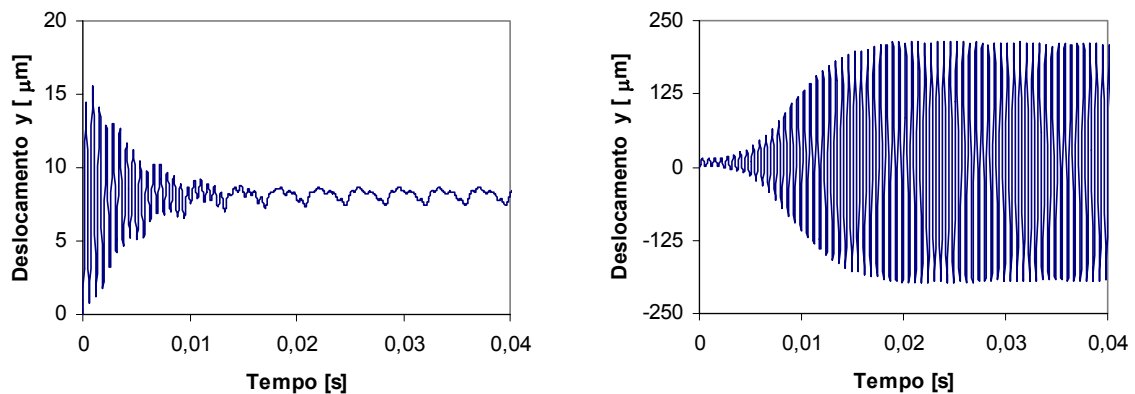


Figura 5.70 Simulação do deslocamento na direção ortogonal ao avanço.

O gráfico da figura 5.71 mostra as freqüências de vibração determinadas experimentalmente e as resultantes das simulações.

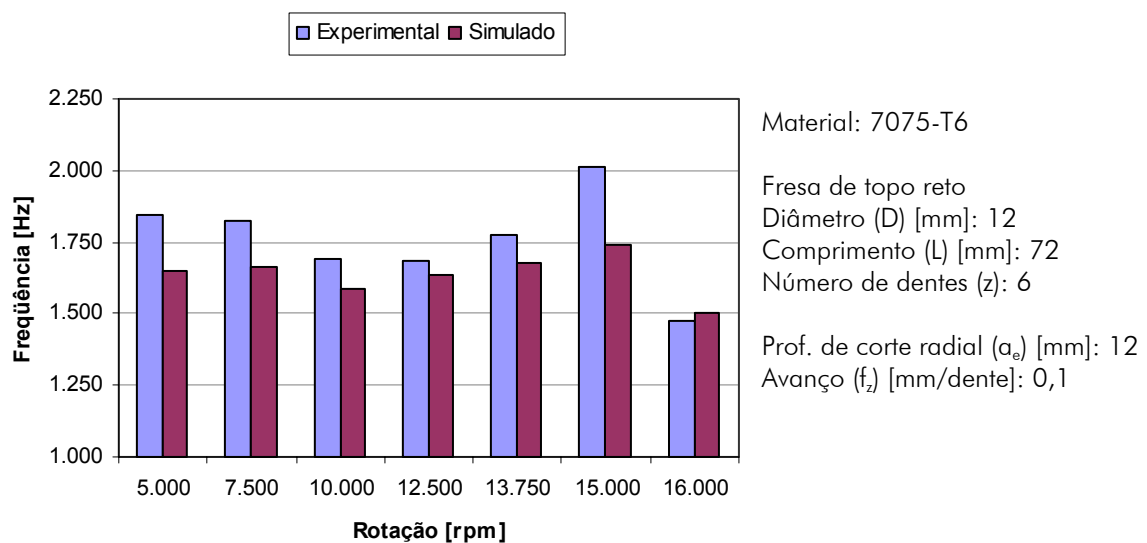


Figura 5.71 Freqüências de vibração simuladas e experimentais.

Existe correlação entre as frequências determinadas experimentalmente e as resultantes da simulação. Porém, aquelas se afastaram mais da frequência natural do sistema. À exceção da rotação  $n=16.000$  rpm, as demais tiveram suas frequências de vibração superiores a este valor. A frequência mais alta ocorreu para  $n=15.000$  rpm, que também permitiu a maior profundidade de corte estável determinada experimentalmente.

### 5.1.12 Efeito de amortecimento

Uma das medidas mais comuns adotadas no chão-de-fábrica para evitar vibrações no processo de fresamento é a redução da velocidade de corte. Porém, esta prática leva ao aumento dos tempos de usinagem, redução da qualidade das superfícies usinadas, e conseqüente perda de produtividade.

O gráfico da figura 5.72 mostra os parâmetros de rugosidade medidos na parede de canais usinados em função da rotação para uma fresa de topo de 10 mm de diâmetro, comprimento em balanço de 35 mm e com 2 dentes.

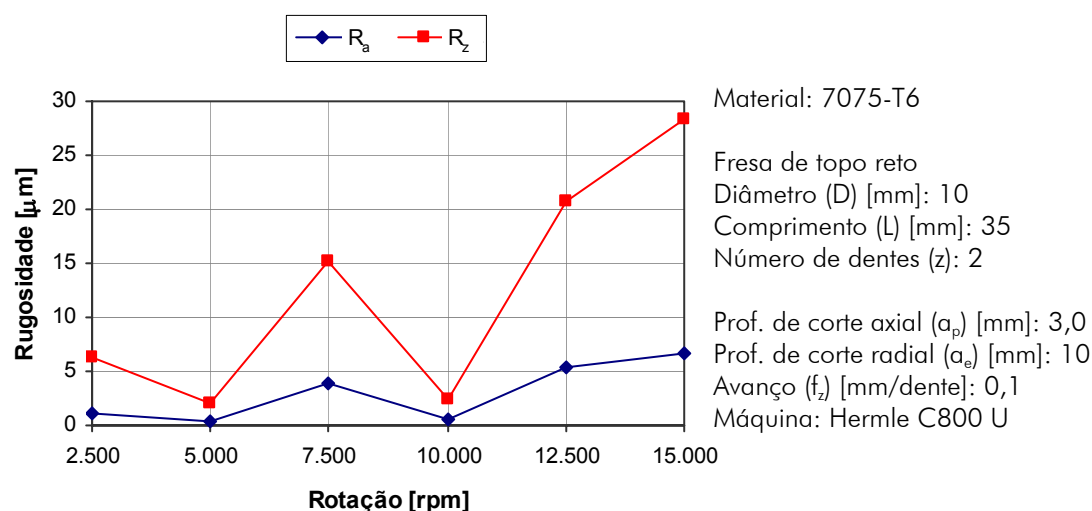


Figura 5.72 Parâmetros de rugosidade da parede dos canais em função da rotação para  $f_d$ 's distantes de  $f_n$ .

Os maiores valores de rugosidade para as rotações mais elevadas são decorrentes do surgimento de vibrações durante o processo.

A figura 5.73 mostra os espectros da pressão sonora medidos durante o processo.

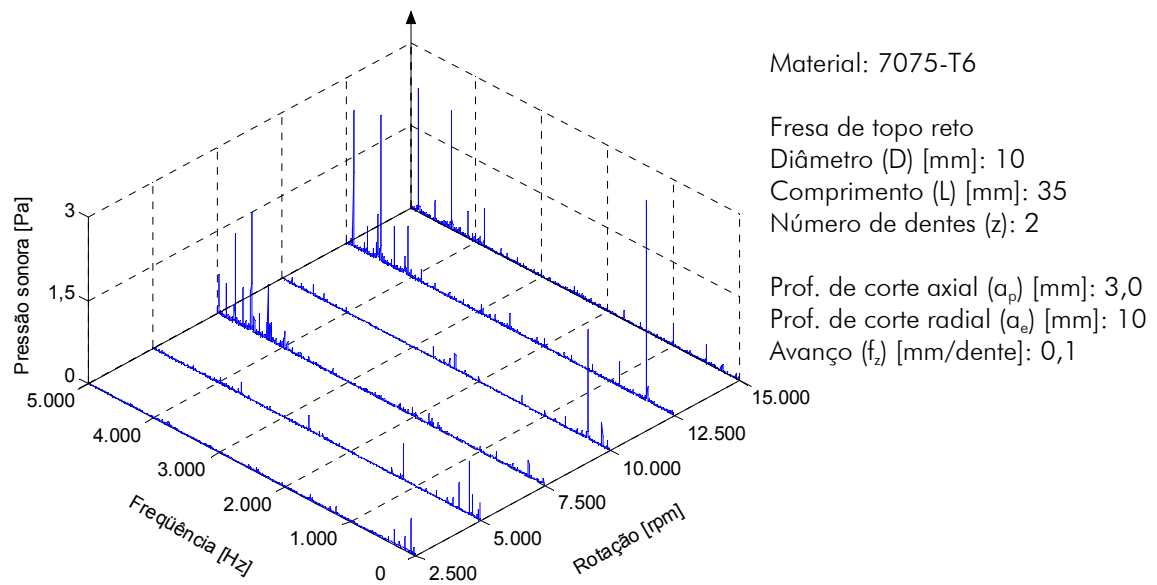


Figura 5.73 Espectros da pressão sonora medidos durante o processo para  $f_d$ 's distantes de  $f_n$ .

Para as rotações que resultaram em rugosidades mais elevadas, surgem nos espectros picos próximos a 4.500 Hz, que indicam a presença de vibrações regenerativas. Para aquelas que resultaram nos menores valores, os espectros mostram picos apenas nas frequências de passagem de dentes e em seus harmônicos. Verifica-se, também, que estas estão muito distantes da frequência de vibração.

A figura 5.74 mostra a carta de estabilidade para esta montagem.

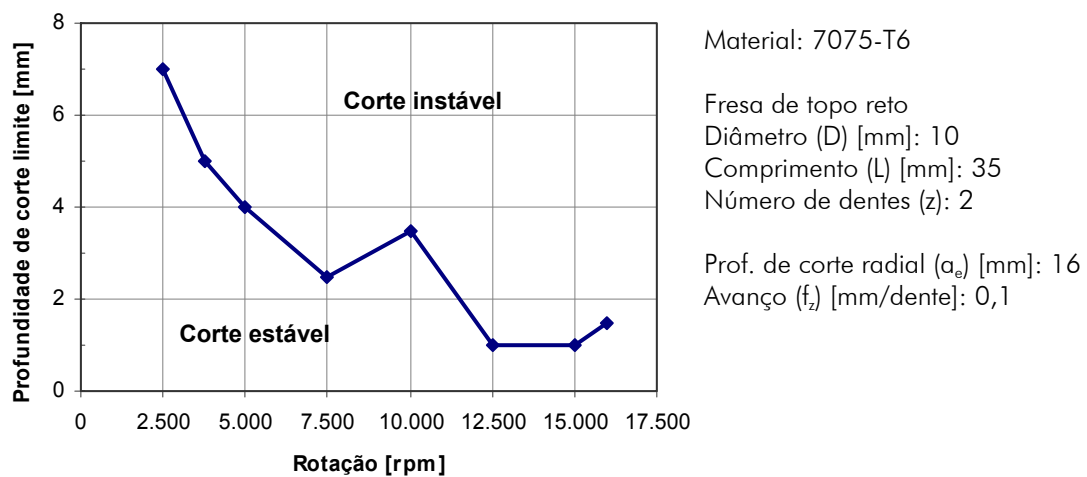


Figura 5.74 Carta de estabilidade com efeito de amortecimento.

As menores rotações permitiram as maiores profundidades de corte limite, devido ao efeito de amortecimento. Como a frequência de vibração é muito maior que a de passagem de dentes, há muitas ondas entre dois dentes. Segundo Tlustý [18], durante a usinagem, a ferramenta segue estas ondulações, fazendo com que haja variação no ângulo de incidência efetivo e conseqüente alteração na força de corte, que provoca um efeito de amortecimento das vibrações. À medida que a rotação é aumentada, diminui o número de ondas entre os dentes e o efeito de amortecimento é reduzido até desaparecer [18]. A carta de estabilidade mostra que a profundidade de corte limite cai rapidamente até  $n = 7.500$  rpm. Para  $n = 10.000$  rpm, há um ligeiro aumento, indicando uma região de estabilidade, mas esta volta a cair nas maiores rotações.

## 5.2 Considerações sobre a estabilidade do fresamento de topo toroidal

O desbaste de uma superfície de forma livre com uma ferramenta de topo reto resulta em uma sobremedida em forma de escada. Ao ser removida na operação posterior de acabamento, esta pode provocar oscilações na força de usinagem e imprecisões geométricas na peça [132]. O emprego de ferramentas de topo toroidal reduz o volume de sobremedida em função da menor transição entre os passes [133]. Estas são uma alternativa para os casos em que a ponta da ferramenta não deva se manter em contato no corte, para a fabricação de cantos de raios menores, com necessidade de rigidez da haste da ferramenta e para a usinagem de geometrias e materiais que provocam uma alta solicitação da quina da ferramenta [11].

A figura 5.75 mostra as principais características geométricas de contato do topo da ferramenta de corte toroidal.

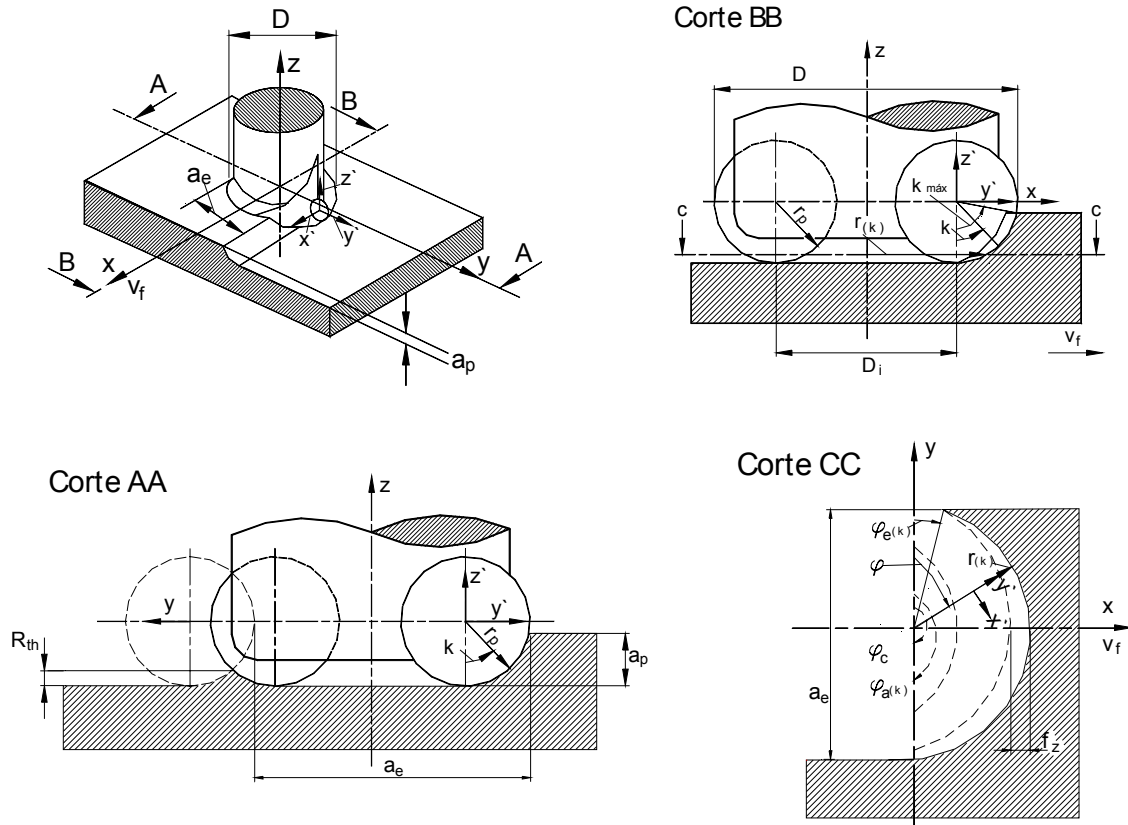


Figura 5.75 Considerações de contato para fresa de topo toroidal [134].

O ângulo de ataque ( $\kappa$ ) é uma função da elevação ( $z$ ), e dado por [134]:

$$\kappa = \arccos\left(1 - \frac{z}{r_p}\right) \quad (5.8)$$

onde  $r_p$  é o raio da pastilha.

A espessura de usinagem ( $h$ ) é calculada por [134]:

$$h(\varphi, \kappa) = f_z \sin \varphi \cdot \sin \kappa \quad (5.9)$$

### 5.2.1 Influência da rotação sobre a estabilidade

A figura 5.76 mostra a FRF para uma fresa de topo toroidal de 2 dentes. O maior pico ocorre próximo a 1.500 Hz.

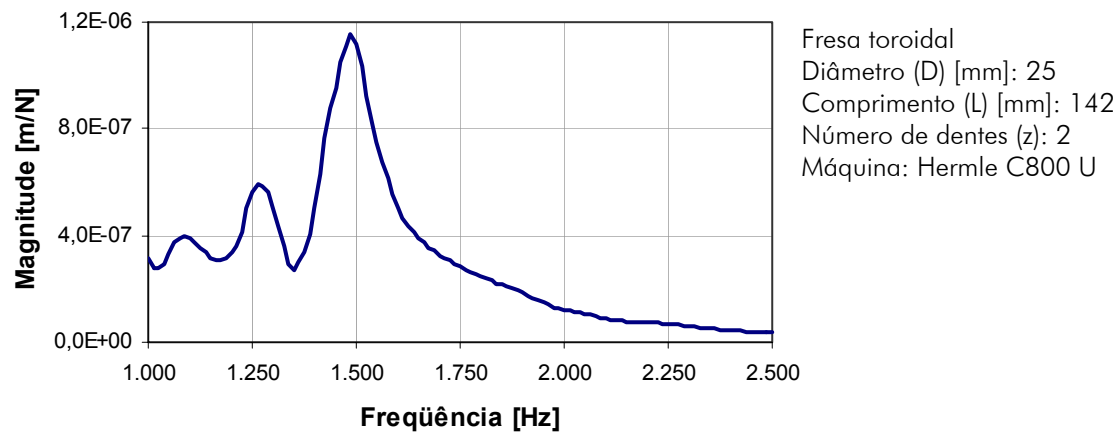


Figura 5.76 FRF medida na extremidade de uma fresa de topo toroidal.

O gráfico da figura 5.77 mostra a rugosidade em função da rotação para esta ferramenta.

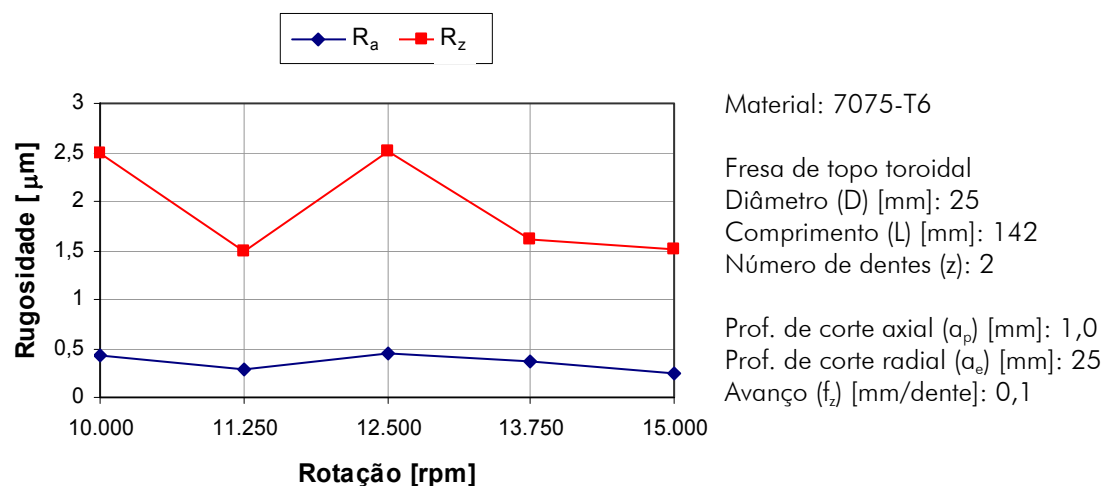


Figura 5.77 Parâmetros de rugosidade em função da rotação para fresa toroidal.

As maiores rugosidades para as rotações  $n = 10.000$  e  $12.500$  rpm foram resultado do surgimento de vibrações regenerativas, cujas freqüências são mostradas nos espectros da pressão sonora medidos durante os ensaios (figura 5.78).

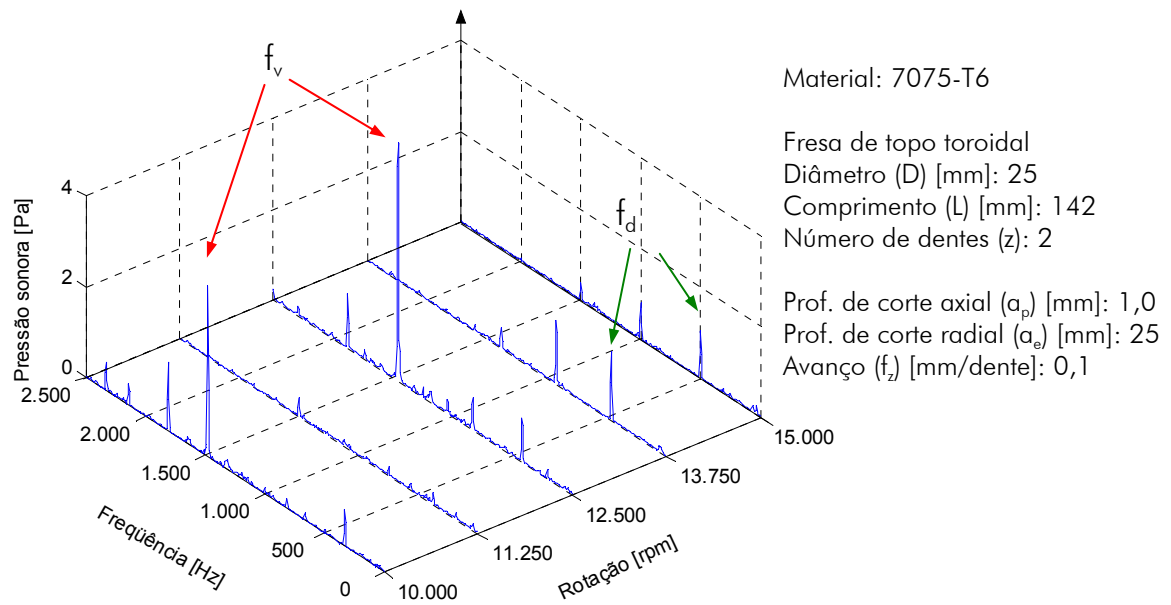


Figura 5.78 Espectros da pressão sonora para o fresamento de topo toroidal.

Os maiores picos ocorreram em frequências próximas à natural para as condições instáveis. Para os cortes estáveis, que corresponderam a valores de rugosidade relativamente baixos, os picos têm magnitudes menores e ocorrem nas frequências de passagem de dentes. Para as rotações estáveis  $n = 15.000$  e  $11.250$  rpm, estas se aproximavam a  $1/3$  e  $1/4$  da frequência natural, respectivamente. Portanto, os resultados são similares aos encontrados para o fresamento de topo reto.





## CAPÍTULO 6

### ANÁLISE DA ESTABILIDADE PARA O PROCESSO DE ACABAMENTO

No processo de acabamento as características geométricas da ferramenta e os parâmetros de corte são escolhidos de modo a atender às exigências de projeto quanto à qualidade da superfície e à precisão dimensional.

Para o acabamento de superfícies planas são empregadas fresas de topo reto, enquanto que o acabamento de superfícies inclinadas e de forma livre deve ser realizado com fresas de topo esférico [22].

No processo de acabamento são empregadas pequenas profundidades de corte radiais ( $a_e$ ) que levam a uma menor condição de engajamento da ferramenta com a peça. Este processo é caracterizado por elevadas interrupções durante o corte, sendo que o tempo em que um gume retira material é apenas uma pequena fração do período da rotação da fresa.

Neste capítulo serão pesquisadas a influência dos parâmetros de corte e das características dinâmicas dos sistemas sobre a estabilidade do processo de acabamento empregando ferramentas de topo reto e topo esférico. Objetiva-se desta forma compreender os fenômenos associados à dinâmica do fresamento de acabamento para diferentes geometrias de contato, e em função das características dinâmicas do sistema determinar parâmetros de corte que assegurem a estabilidade do processo.

#### **6.1. Considerações sobre a estabilidade do fresamento de topo reto de acabamento**

A fim de comparar as condições de estabilidade em operações de desbaste e acabamento, algumas montagens empregadas no capítulo anterior são repetidas para menores profundidades de corte radiais.

##### **6.1.1 Deslocamentos do eixo da ferramenta e forças de usinagem**

A figura 6.1 mostra gráficos referentes aos deslocamentos da ferramenta medidos durante o fresamento concordante. Também são destacados os pontos amostrados a cada passagem de dente. Foi empregada a mesma montagem dos ensaios de desbaste, com a ferramenta de 16 mm de diâmetro, 6 dentes e relação  $L/D = 5$ . A profundidade de corte radial foi de 0,5 mm, a axial de 16 mm e o avanço de 0,1 mm/dente. Estes experimentos foram realizados em um centro de usinagem Hermle C600U.

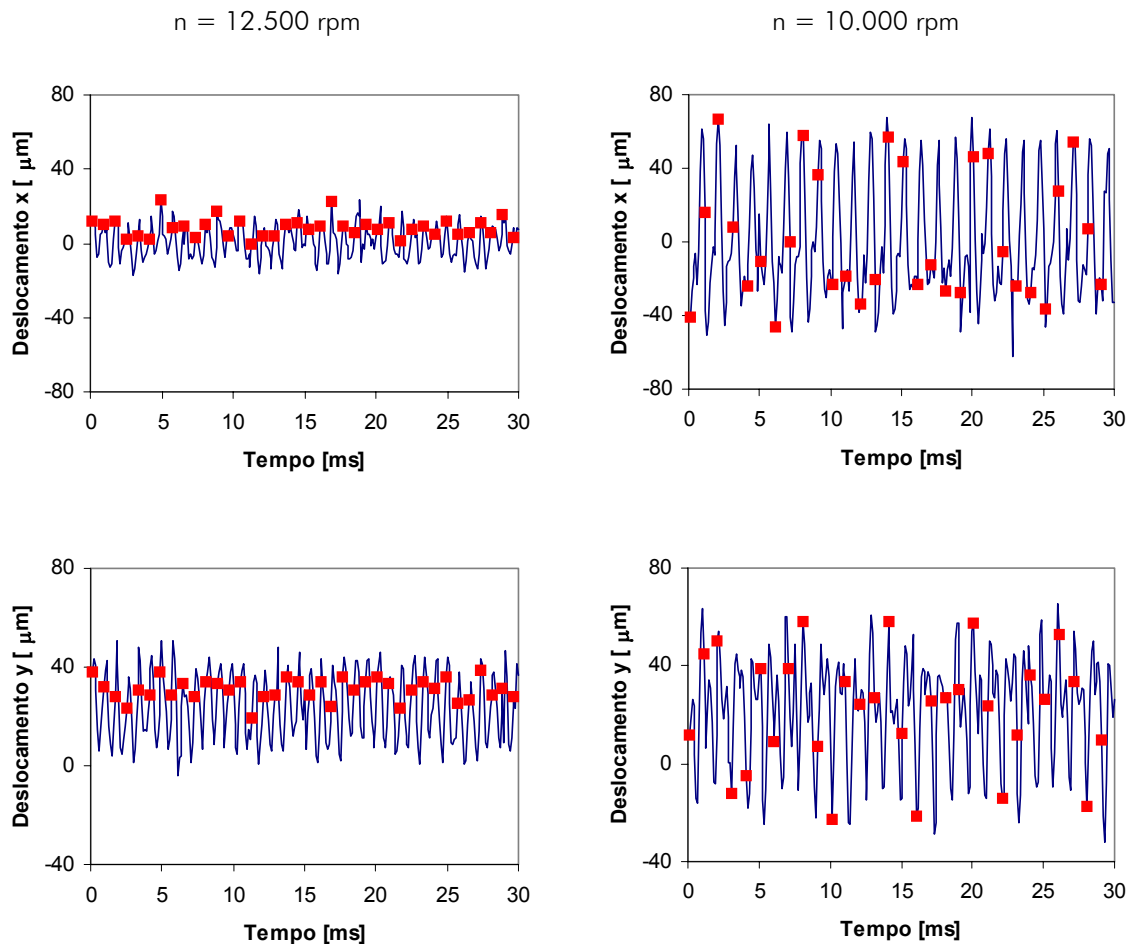


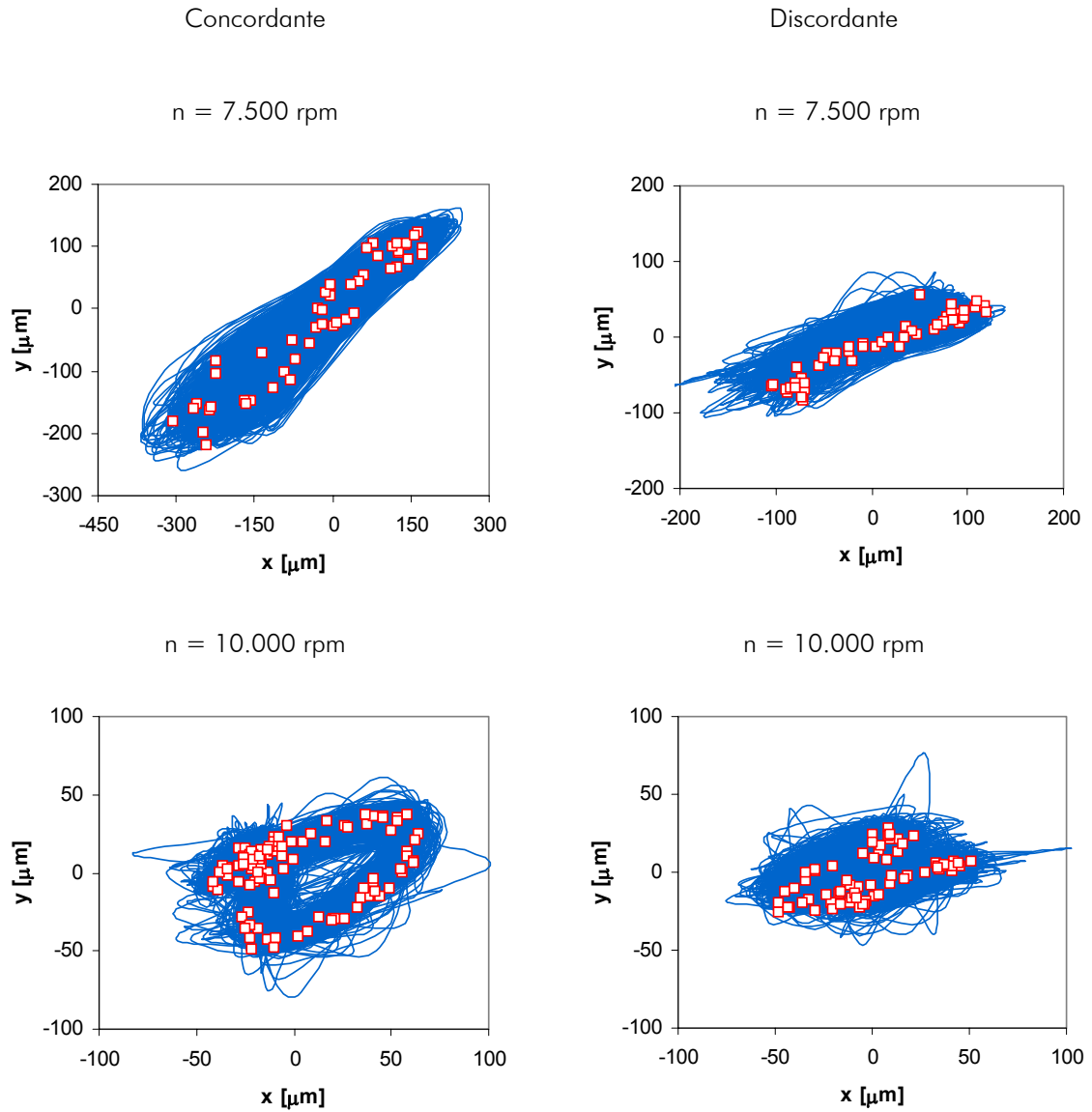
Figura 6.1 Deslocamentos da fresa para uma condição estável e outra instável no corte concordante.

A condição estável ( $n = 12.500$  rpm) apresenta pequena dispersão para os pontos amostrados. Já a condição instável ( $n = 10.000$  rpm), além das maiores amplitudes, apresenta elevada dispersão para estes pontos.

A figura 6.2 mostra as trajetórias do eixo da ferramenta no plano de trabalho e seus pontos amostrados a cada rotação durante o fresamento periférico nas direções concordante e discordante.

Para a rotação estável ( $n = 12.500$  rpm), os pontos se apresentam agrupados para ambas as direções de corte. Para a condição  $n = 10.000$  rpm, no corte concordante há um agrupamento de pontos e um contorno elíptico evidenciado, e no discordante apresentam-se três agrupamentos de pontos que indicam um movimento que se repete aproximadamente a cada três rotações. Tais agrupamentos também foram encontrados por Davies *et al* [75] que realizaram ensaios na direção concordante, o que indica que estes podem ocorrer em ambas as direções. Estes estão associados à presença

de sub-harmônicos da frequência da vibração regenerativa. Para as demais condições, as amplitudes foram mais elevadas, e os pontos amostrados apresentam grande dispersão.



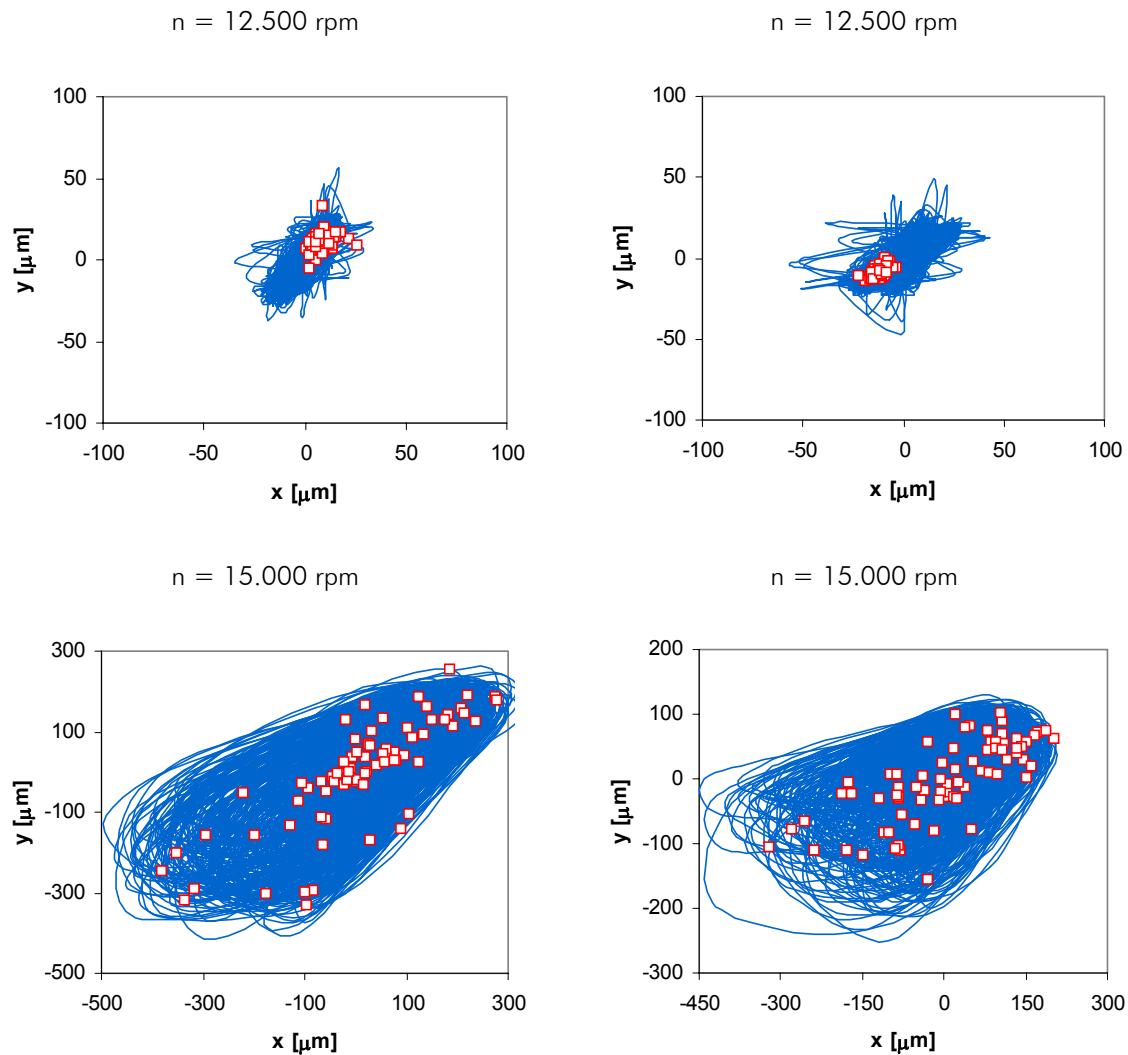


Figura 6.2 Seções de Poincaré medidas durante o processo de acabamento.

A figura 6.3 mostra os espectros de frequência do deslocamento na direção ortogonal ao avanço para o corte concordante. Para a rotação estável ( $n = 12.500$  rpm) o pico ocorre na frequência de passagem de dentes. Para  $n = 10.000$  rpm, ocorrem dois picos no espectro, sendo um a  $1.675$  Hz e outro maior na metade deste valor, correspondendo a um sub-harmônico. A ocorrência deste faz com que esta instabilidade, ao contrário das demais, dobre o período dos sinais do deslocamento. Para  $n = 15.000$  rpm e  $n = 7.500$ , que representaram condições extremamente desfavoráveis, além da frequência de vibração correspondente ao maior pico, surge outra em menor magnitude, mas que não corresponde a um sub-harmônico. Esta provavelmente está associada às sucessivas perdas de contato da fresa com a peça que ocorreram devido às elevadas amplitudes das vibrações para estas condições.

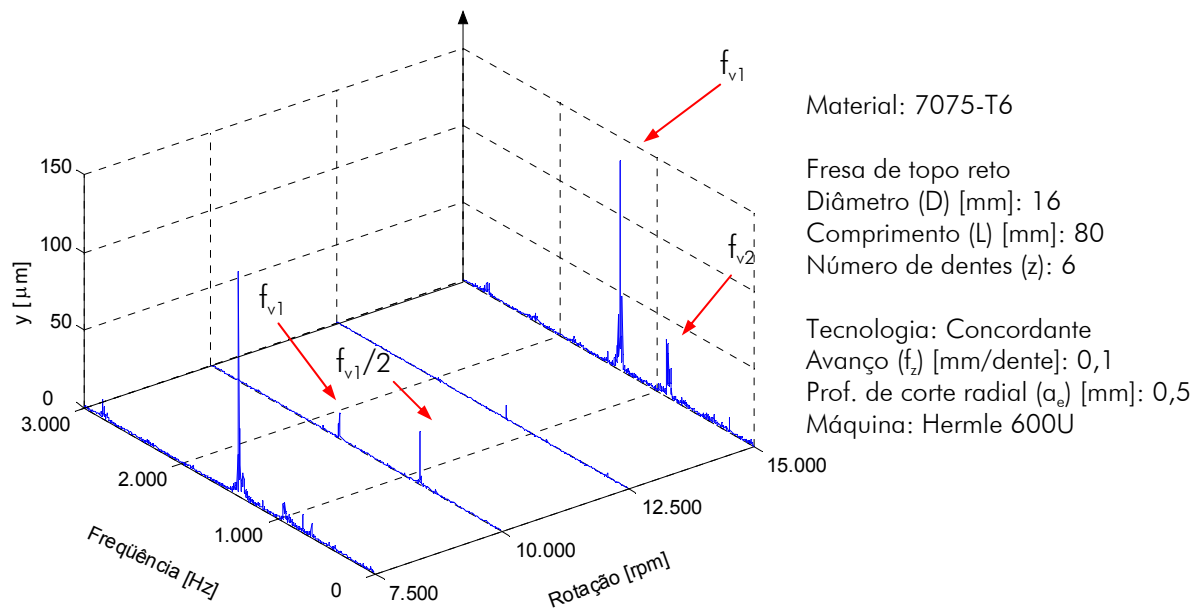


Figura 6.3. Espectros de freqüência dos sinais de deslocamento para o corte concordante.

A figura 6.4 mostra os espectros de freqüência do deslocamento na direção ortogonal ao avanço para o corte discordante. Este é similar ao do corte concordante com as freqüências de vibração ocorrendo para valores muito próximos. Para  $n = 10.000$  rpm também surge um sub-harmônico, e contrariamente ao corte concordante esta possui magnitude inferior à freqüência da vibração regenerativa original.

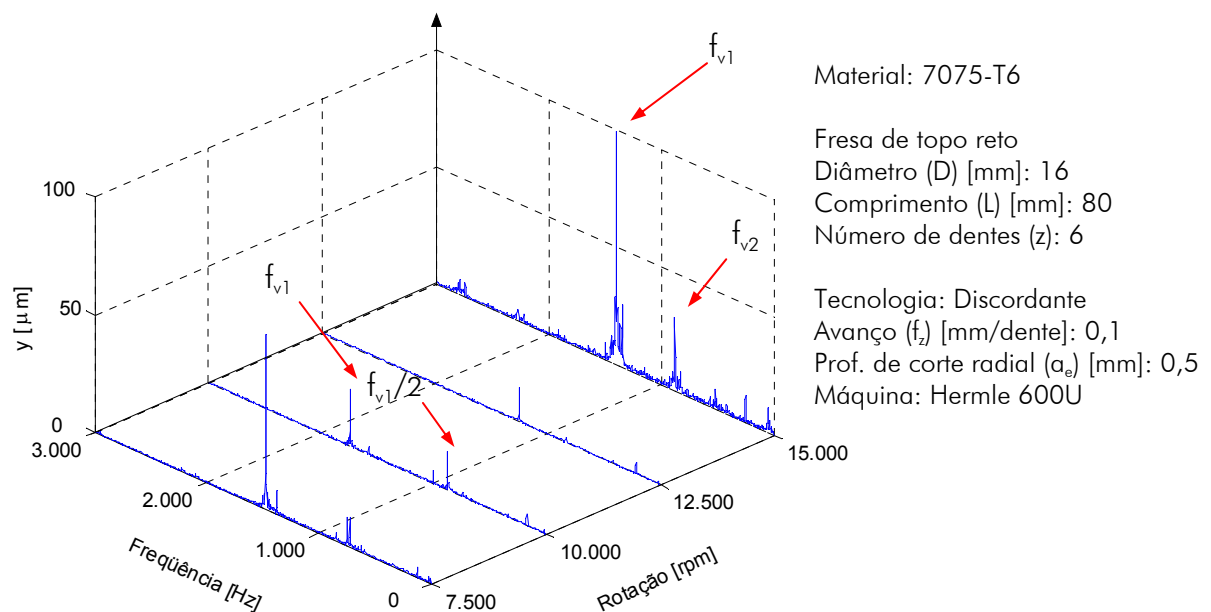


Figura 6.4 Espectros de freqüência dos sinais de deslocamento para o corte discordante.

A figura 6.5 mostra a trajetória do eixo da ferramenta para outras duas condições instáveis.

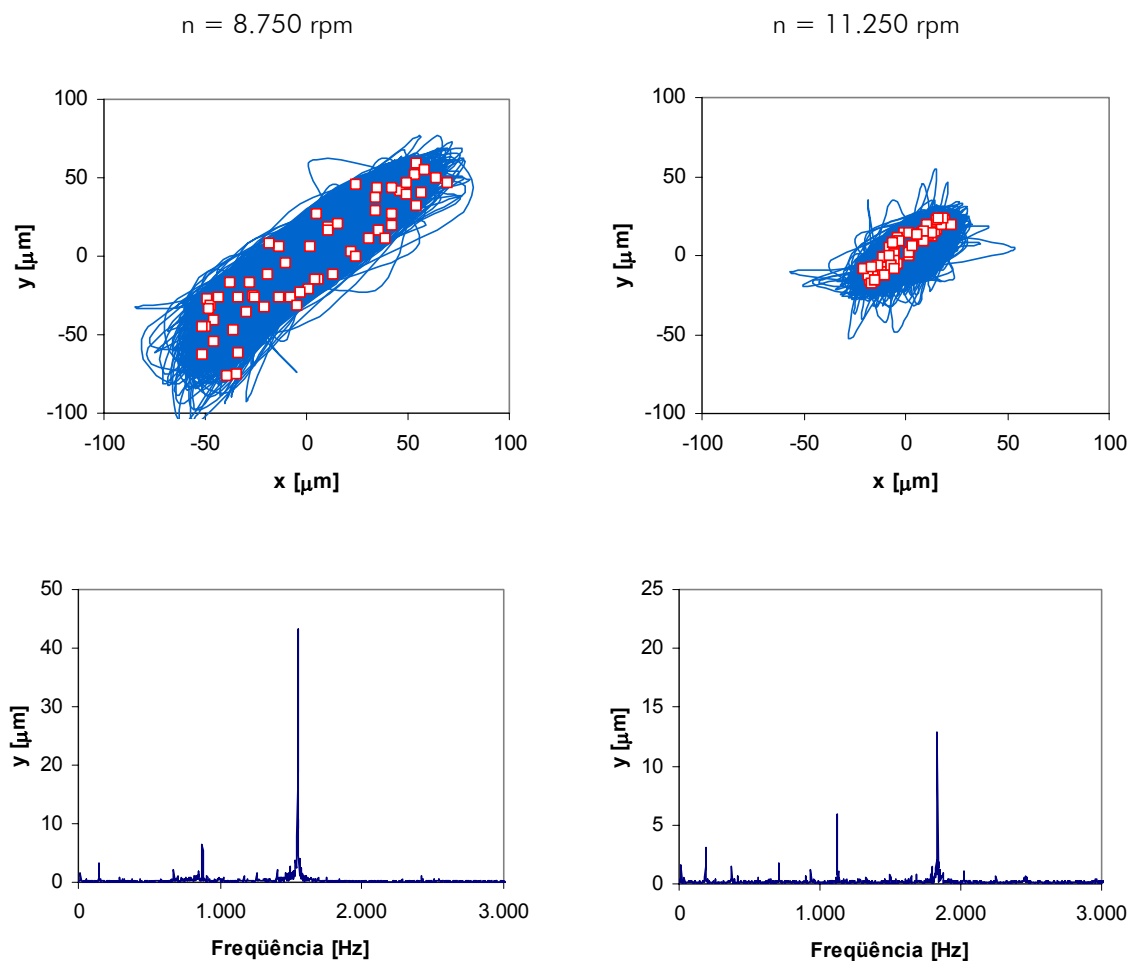


Figura 6.5 Trajetória do eixo da fresa e espectros dos sinais de deslocamento na direção ortogonal ao avanço para o corte concordante.

Para estas condições alguns pontos formam um contorno elíptico que envolve os demais. Os espectros dos sinais de deslocamento mostram que os maiores picos ocorrem na frequência de vibração, seguidos da frequência de passagem de dentes.

A figura 6.6 mostra a espessura do cavaco estimada em função do ângulo de penetração da fresa. Neste caso não foi considerado o efeito da hélice da fresa. Em ambas as direções de corte, para a condição estável ( $n = 12.500 \text{ rpm}$ ) a espessura do cavaco acompanha a curva teórica, sendo as variações decorrentes principalmente da excentricidade. Para a instável ( $n = 10.000 \text{ rpm}$ ), há grandes variações na espessura do cavaco, e a perda de contato da fresa com a peça ocorre em uma parte significativa do arco usinado. Para o corte concordante, o comportamento das curvas praticamente se repete a cada rotação, fato este que não ocorre para o corte discordante.

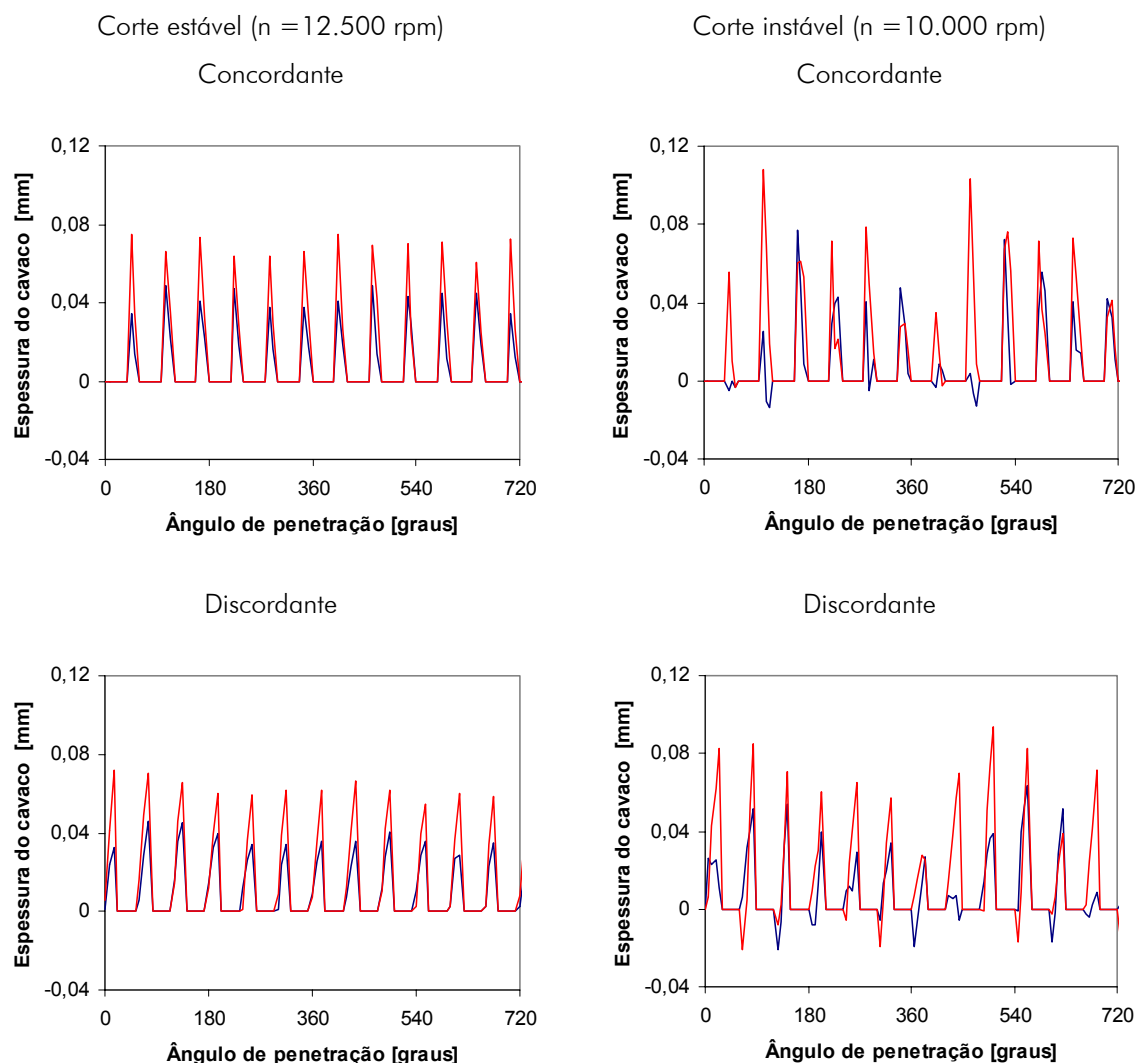


Figura 6.6 Espessura do cavaco estimada para condições estáveis e instáveis.

A figura 6.7 mostra as forças resultantes no plano de corte para o fresamento discordante. Para a condição estável, pode-se observar o efeito da hélice da fresa que proporciona um aumento gradual da espessura do cavaco ao longo dos dentes, amenizando as variações abruptas da força. O espectro mostra o maior pico na frequência de dentes, tendo a excentricidade um efeito secundário. Na condição instável há grande variação nos sinais da força resultante, ocorrendo picos com valores maiores que o dobro daqueles encontrados para a condição estável. No espectro, o maior pico ocorre na frequência da vibração regenerativa.

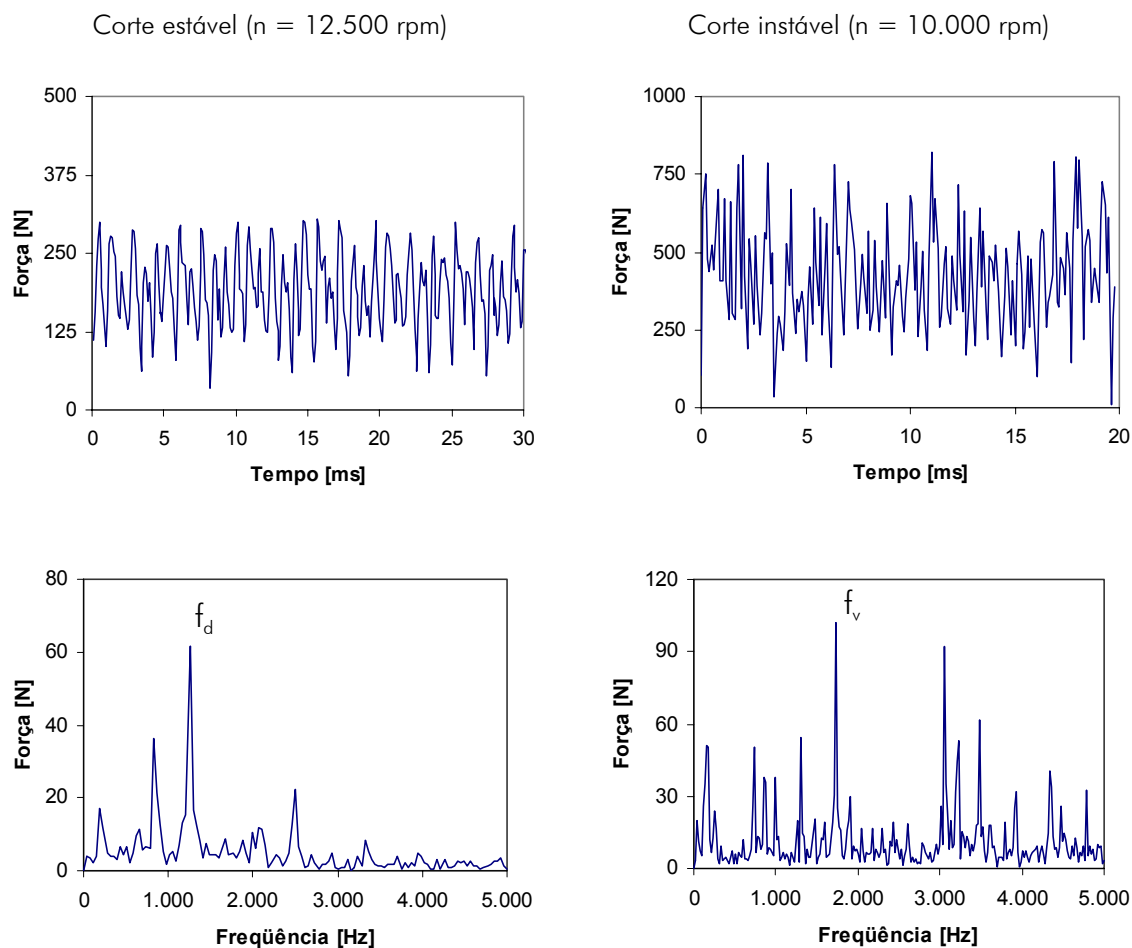


Figura 6.7 Força resultante no plano de corte para o corte discordante.

A figura 6.8 mostra que para uma condição instável ( $n = 15.000$  rpm), as ondulações da peça seguem as variações do sinal do deslocamento. As maiores amplitudes de vibrações provocam maior retirada de material, produzindo vales na superfície. A superposição dos movimentos de avanço com os deslocamentos da fresa produz marcas ao longo da peça. A distância entre elas, assim como suas inclinações, é mais acentuada para os maiores deslocamentos. Marcas aproximadamente verticais ocorrem quando o sinal de deslocamento apresenta as menores amplitudes.



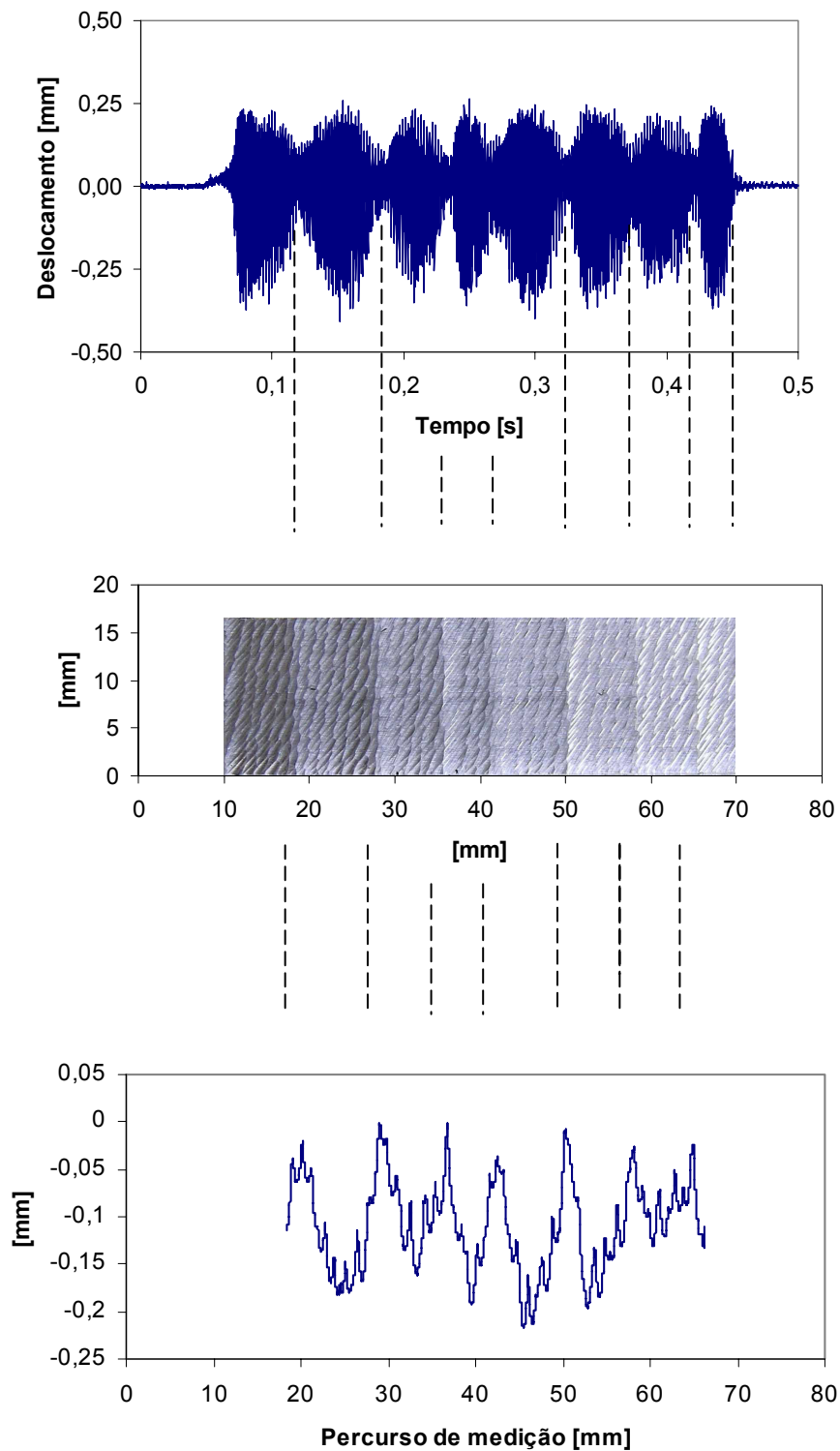


Figura 6.8 Deslocamento da ferramenta e perfil resultante medido a 8 mm da extremidade inferior da peça para  $n = 15.000$  rpm.

Superpondo-se o movimento de avanço da ferramenta ao sinal de deslocamento medido na direção ortogonal ao avanço, pode-se estimar a trajetória de cada dente da fresa e conseqüentemente o perfil resultante (figura 6.9). Este depende da amplitude da

vibração no momento da geração da superfície, sendo que um dente pode retirar material excessivamente ou não gerar cavaco caso a ferramenta perca o contato com a peça. Apesar do sinal de deslocamento e o perfil medido não possuírem a mesma coordenada vertical, e portanto o último indicar maiores deslocamentos reais, o perfil estimado permite a visualização da participação de cada dente na geração da superfície evidenciando as perdas de contato destes com a peça devido às elevadas amplitudes das vibrações.

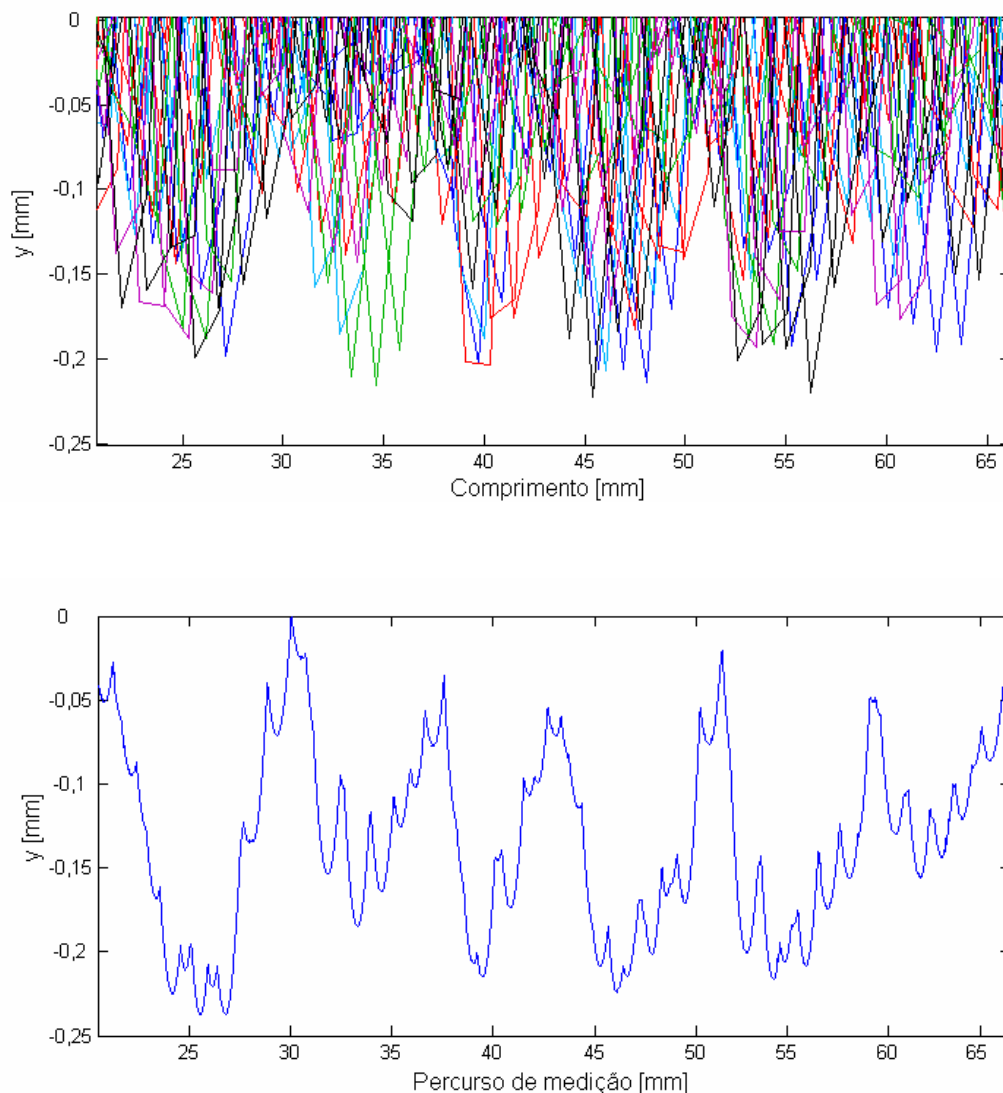


Figura 6.9 Trajetória estimada de cada dente da fresa e perfil resultante medido próximo à extremidade inferior da peça.

O gráfico da figura 6.10 mostra o nível da pressão sonora em função da rotação. Este comprova que o nível da pressão sonora é proporcional aos deslocamentos da ferramenta.

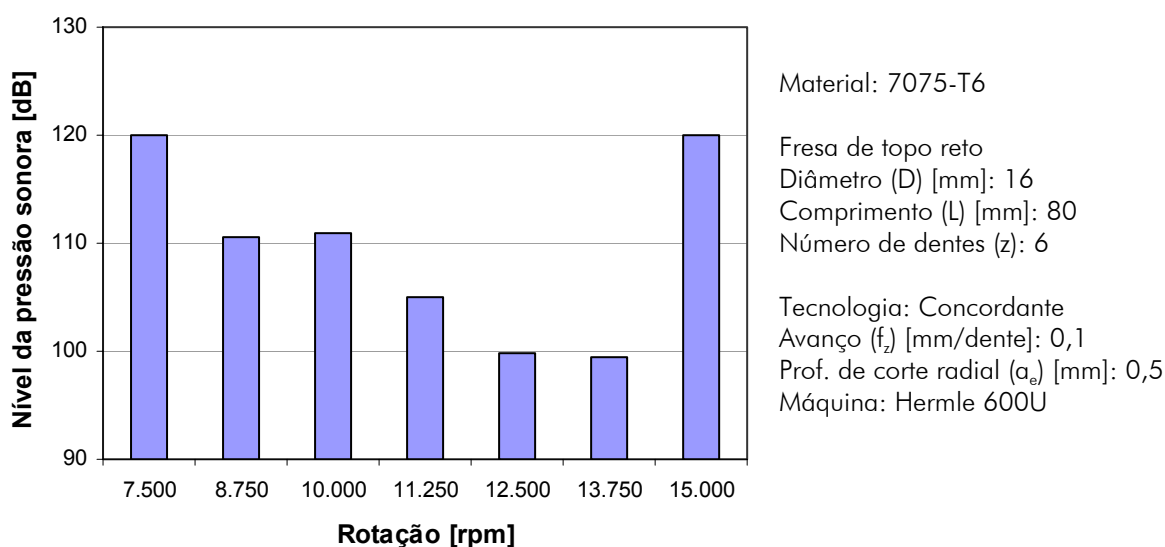


Figura 6.10 Nível da pressão sonora em função da rotação para o corte concordante.

### 6.1.2. Simulação de um sistema com um modo flexível dominante

O sistema analisado para a condição de desbaste (5.1.11) também foi pesquisado para a condição de acabamento através de simulações e experimentos.

Para a simulação analítica foram empregadas novamente as equações desenvolvidas por Altintas e Budak [67,94,95] apresentadas no capítulo 2.

A simulação no domínio do tempo foi realizada de forma similar à descrita para o desbaste. O incremento para a profundidade de corte foi de 0,25 mm e para a rotação, de 250 rpm. O intervalo de tempo empregado na simulação de cada combinação correspondeu a 40 rotações da ferramenta. O critério adotado para caracterizar a instabilidade foi o valor da variância dos deslocamentos resultantes das últimas 20 rotações, amostrados periodicamente a cada passagem dos dentes [101].

A figura 6.11 mostra a carta de estabilidade resultante das simulações empregando o método analítico e no domínio do tempo, além dos resultados experimentais obtidos através da análise dos espectros da pressão sonora e medição da rugosidade para o corte concordante.

Os valores encontrados para os dois métodos empregados na simulação são próximos. Porém, a simulação no domínio do tempo apresenta um lóbulo incipiente nas rotações próximas a  $n = 11.000$  rpm. Este tende a ser mais significativo à medida que a profundidade de corte radial diminui e as não-linearidades passam a desempenhar um papel mais importante na estabilidade do processo [102, 104]. As profundidades de corte

limites encontradas experimentalmente são menores que as das simulações, especialmente para as rotações mais favoráveis apontadas pelos cálculos.

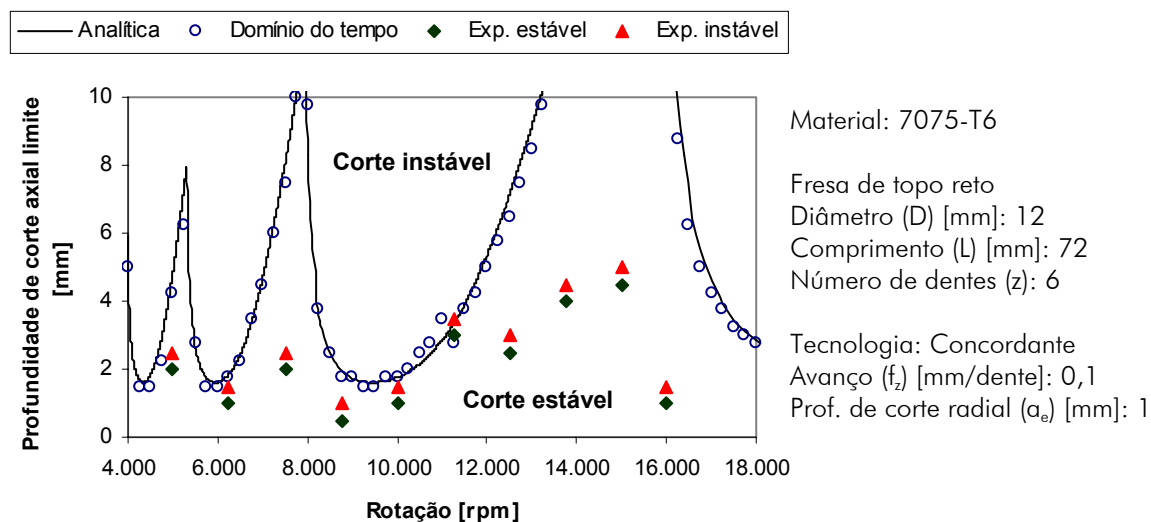


Figura 6.11 Carta de estabilidade para o fresamento concordante.

A figura 6.12 mostra a carta de estabilidade resultante para o corte discordante. A simulação analítica apresentou os mesmos resultados independentemente da direção de corte. Os resultados da simulação no domínio do tempo continuaram sendo próximos aos analíticos. Porém, as profundidades de corte limite tenderam a ser um pouco menores e também deixou de ser visível o lóbulo incipiente, observado no corte concordante. As profundidades de corte limites encontrados experimentalmente são praticamente as mesmas do corte concordante. A exceção ocorreu para  $n = 15.000$  rpm, que contrariamente à primeira condição, correspondeu a uma condição desfavorável.

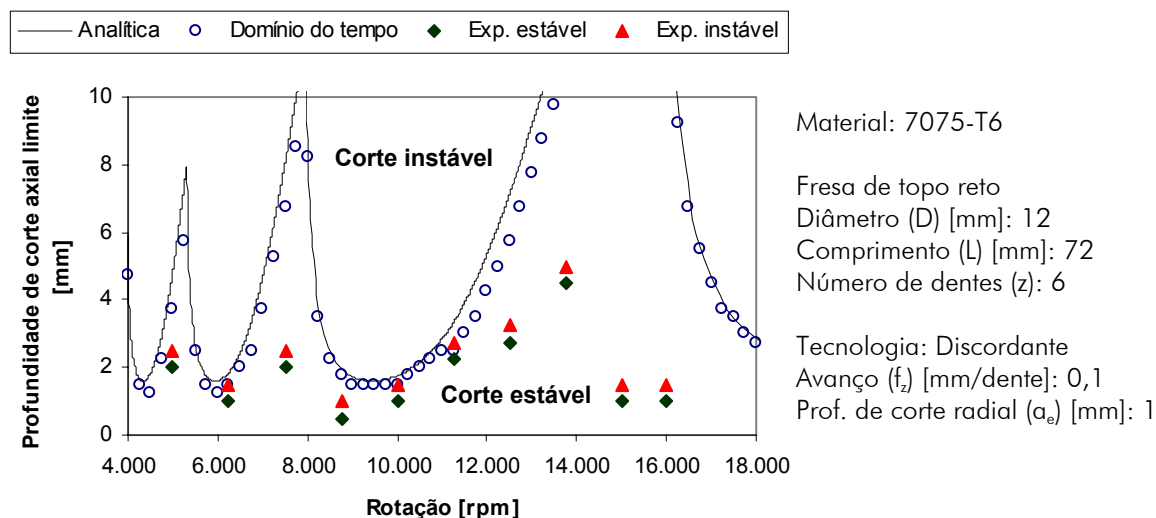


Figura 6.12 Carta de estabilidade para o fresamento discordante.

A figura 6.13 mostra o resultado de simulações no domínio do tempo, destacando os pontos amostrados no momento em que cada dente inicia a retirada de material no corte discordante.

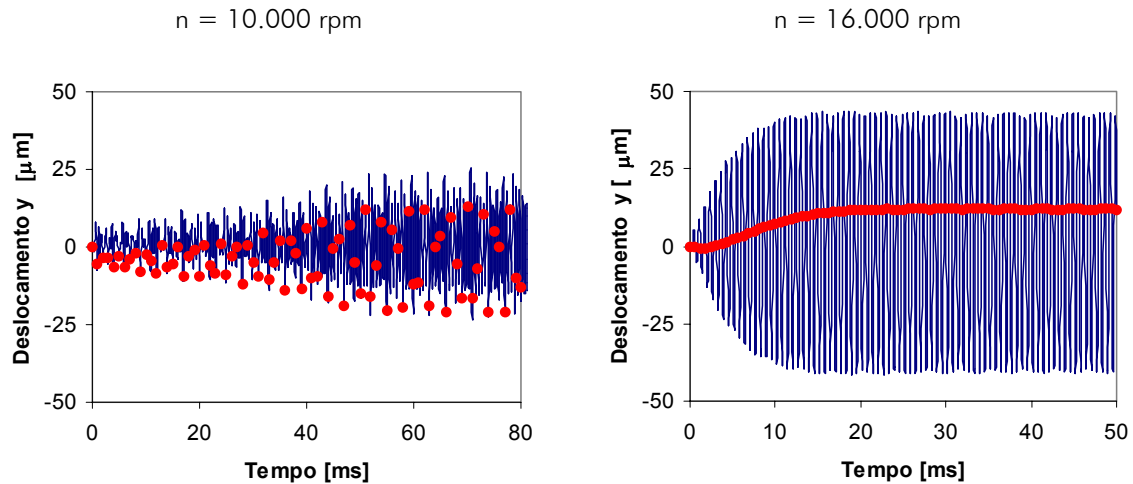


Figura 6.13 Resultados de simulação para o corte discordante para  $a_p = 2$  mm.

Para a rotação  $n = 10.000$  rpm a variância dos pontos amostrados é elevada ( $\sigma^2 = 934,08 \mu\text{m}^2$ ), caracterizando uma condição instável. A condição próxima à ressonância ( $n = 16.000$  rpm), apesar de ter amplitude das vibrações mais elevada, deveria corresponder a uma condição estável porque apresenta pequena variância para os pontos amostrados ( $\sigma^2 = 5,59 \mu\text{m}^2$ ). Como é no início do corte que ocorre a geração da superfície, somente estes pontos repercutem em seu acabamento. Os desvios destes em relação à origem provocam apenas erros dimensionais [131]. Contudo, nos experimentos esta condição resultou em um acabamento de superfície deteriorado para as duas direções de corte (figura 6.14). Nesta rotação, também ocorre a maior diferença em relação à carta de estabilidade encontrada para o desbaste, o que possibilitou o emprego de uma profundidade de corte limite relativamente elevada.

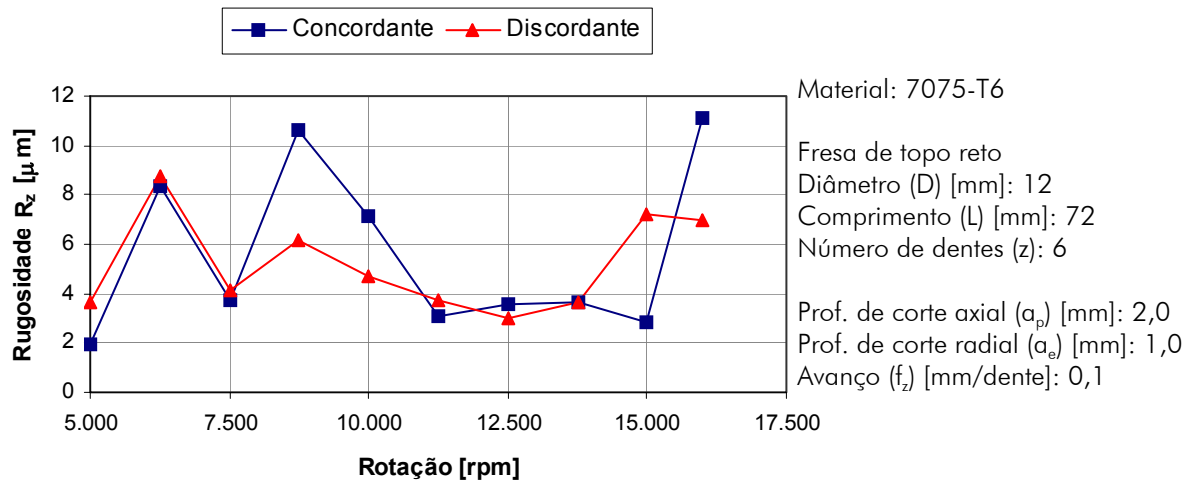


Figura 6.14 Rugosidade em função da rotação para o corte concordante e discordante.

O gráfico da figura 6.14 mostra curvas cujos picos e vales são resultantes de cortes instáveis e estáveis, respectivamente. Elas são similares para as duas direções de corte, porém há uma diferença significativa para  $n = 15.000$  rpm, que apresentou um valor de rugosidade relativamente baixo para o corte concordante e consideravelmente elevado para o discordante. A figura 6.15 mostra os gráficos resultantes da medição da pressão sonora durante o processo para as duas direções de corte para  $n = 15.000$  rpm.

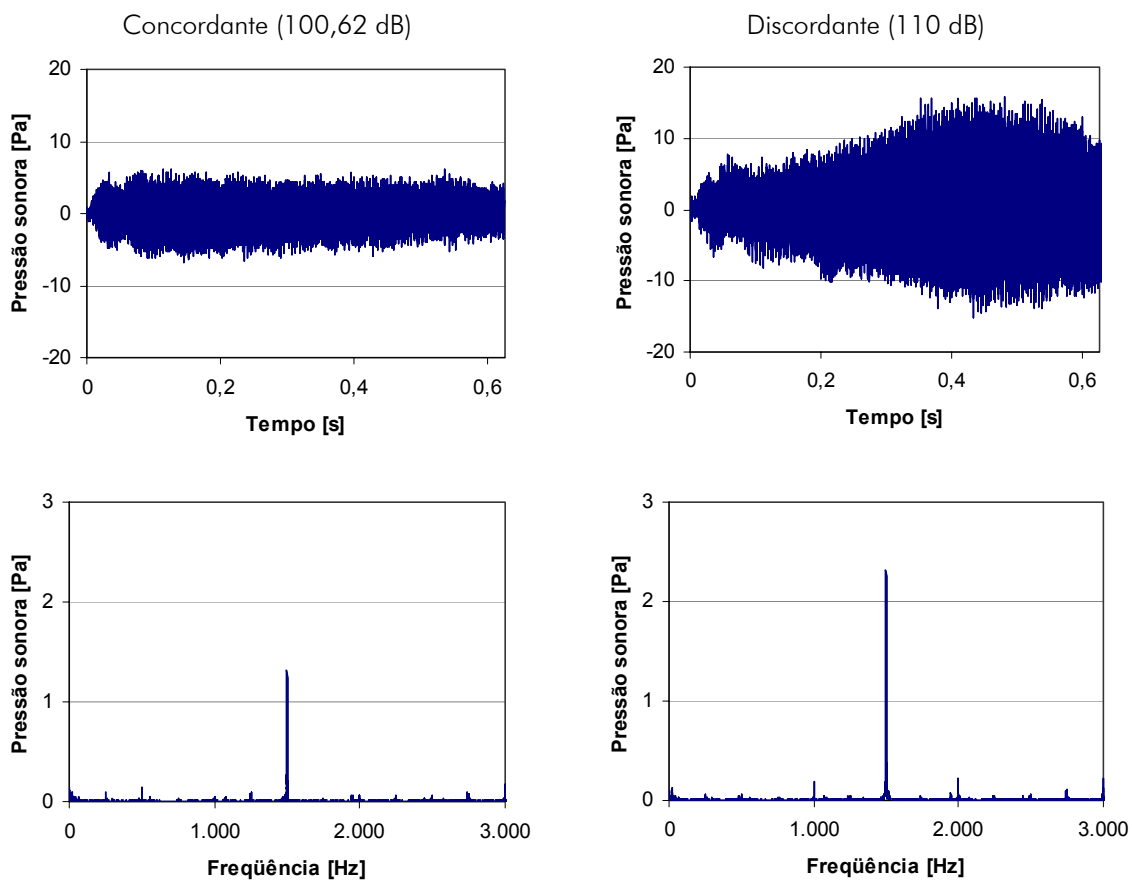


Figura 6.15 Pressão sonora medida para as duas direções de corte.

Ocorre um súbito aumento no sinal no momento em que a ferramenta entra em contato com a peça. Para o corte concordante, o sinal da pressão sonora se estabiliza apresentando uma menor amplitude. Para o corte discordante, o sinal continua a aumentar, atingindo um elevado nível de ruído (110 dB).

Ambos os espectros apresentam o maior pico na frequência de passagem de dentes (1.500 Hz). Todavia, a magnitude para o corte discordante é consideravelmente maior. Não há outra frequência que caracterize o surgimento de vibrações regenerativas. Portanto, neste caso foram as vibrações forçadas que causaram a instabilidade. Elas tiveram amplitudes suficientemente elevadas a ponto de comprometer o acabamento da superfície.

O gráfico da figura 6.16 mostra as frequências de vibração para os cortes concordante e discordante.

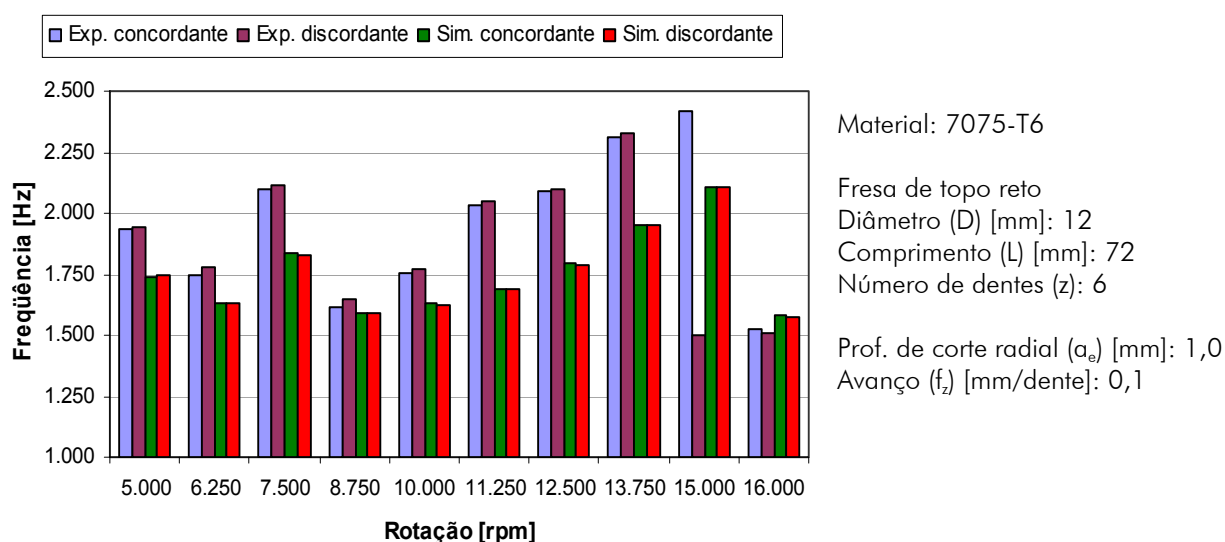


Figura 6.16 Frequências de vibração para as duas direções de corte.

As frequências de vibração são muito próximas nas duas direções e apresentam valores mais afastados da natural quando se compara com os resultados do desbaste. Isto é válido tanto para os resultados experimentais quanto para as simulações, embora estas indiquem valores menores para a maioria das rotações. Uma grande diferença ocorre na rotação  $n = 15.000$  rpm, onde a frequência da vibração regenerativa para o corte concordante, a exemplo do que ocorreu no desbaste, foi a que mais se afastou da natural. Já para o corte discordante, como foi discutido anteriormente, a frequência de

vibração considerada foi a de passagem dos dentes, indicando que a profundidade de corte máxima foi limitada pelas vibrações forçadas.

De uma forma geral as frequências de vibração aumentam progressivamente até que a frequência de passagem de dentes ultrapasse a natural. Depois disso aquelas caem rapidamente voltando a se aproximarem deste valor. Fato similar ocorre quando os valores se aproximam da metade e de um terço da frequência natural, contudo as variações são menores.

### 6.1.3 Influência do material da peça

O gráfico da figura 6.17 mostra os valores do parâmetro de rugosidade  $R_z$  em função da rotação para o corte concordante e para o discordante do aço ABNT P20.

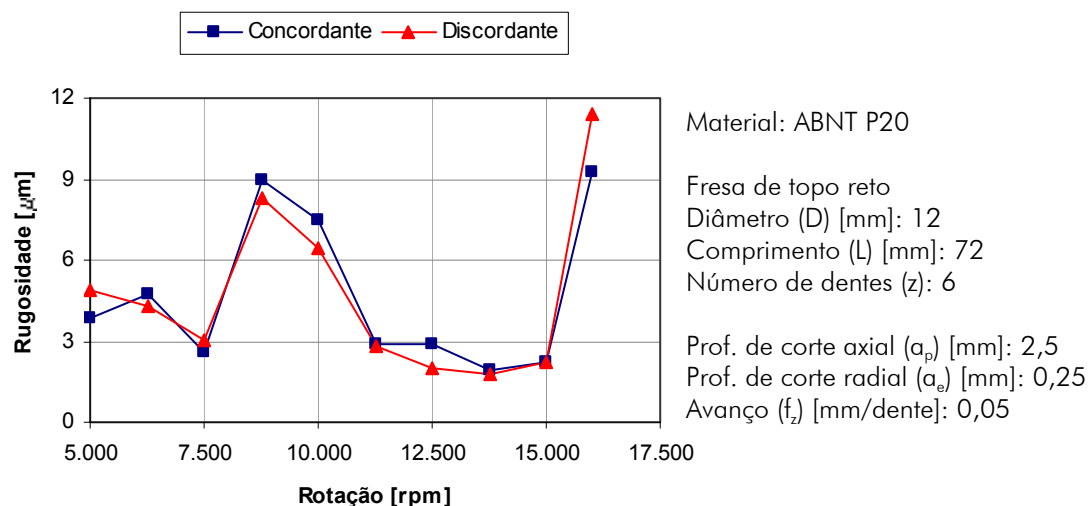


Figura 6.17 Rugosidade em função da rotação para as duas direções de corte.

As curvas apresentam valores muito próximos. Os picos ocorreram para as rotações em que a profundidade de corte axial empregada no ensaio foi superior àquela limite para um processo estável.

A figura 6.18 mostra o perfil para uma condição estável ( $n = 13.750$  rpm). Devido à excentricidade e às vibrações forçadas, as distâncias entre as marcas verificadas no perfil correspondem principalmente ao avanço por volta.



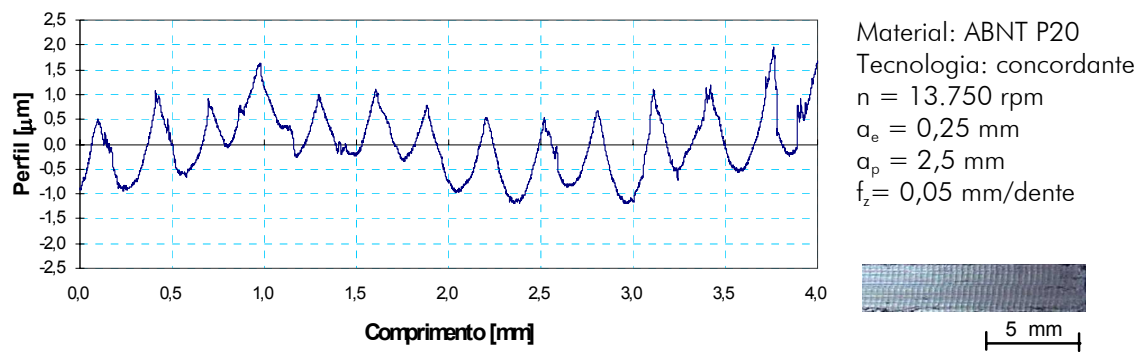


Figura 6.18 Perfil da superfície para corte concordante estável.

A figura 6.19 mostra o perfil para a condição próxima à ressonância ( $n = 16.000 \text{ rpm}$ ). Similarmente ao que ocorreu nos ensaios com a liga de alumínio, as vibrações relativas entre fresa e peça foram extremamente elevadas para esta rotação. A profundidade da ondulação é próxima a  $60 \mu\text{m}$ , enquanto que a distância entre as marcas de avanço ultrapassa 5 vezes o valor do avanço por volta. Como a diferença entre a frequência de passagem de dentes e a das vibrações regenerativas é pequena, estas marcas tendem a se aproximar da vertical.

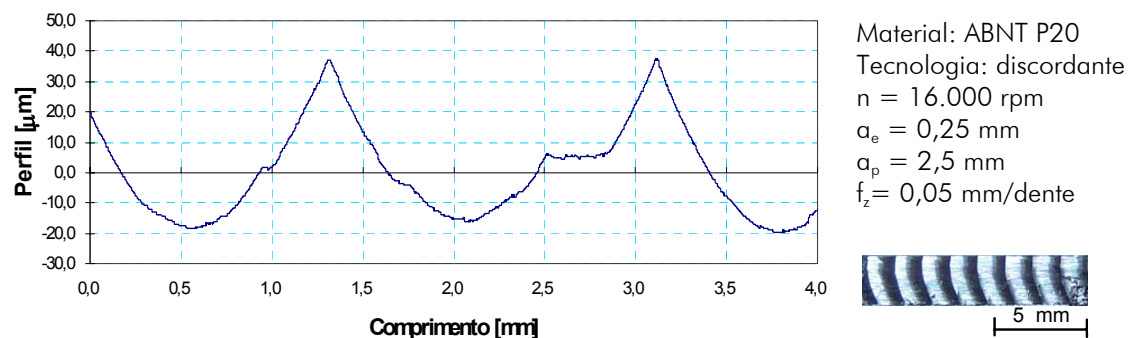


Figura 6.19 Perfil da superfície para corte instável.

O gráfico da figura 6.20 mostra os espectros da pressão sonora obtidos durante os ensaios para o corte concordante.

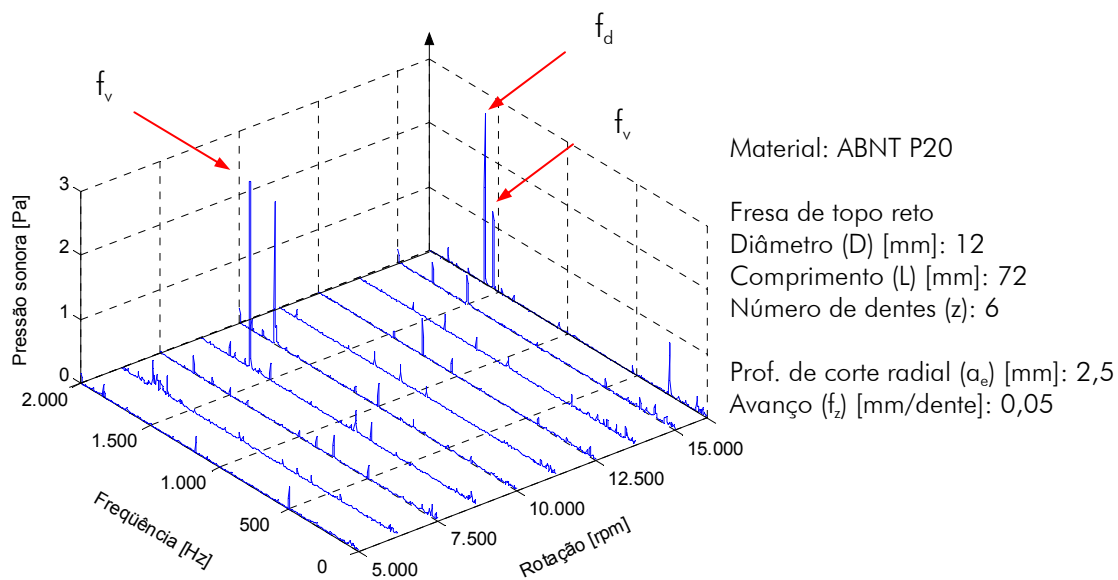


Figura 6.20 Espectros da pressão sonora para o corte concordante.

Para cortes estáveis, que resultaram nos menores valores de rugosidade, os espectros são dominados pela frequência de passagens de dentes e seus harmônicos que apresentam magnitudes relativamente baixas. Já para condições instáveis, o maior pico não ocorre na frequência de passagem de dentes, mas em um novo valor, que corresponde à frequência de vibração. A exceção ocorre para  $n = 16.000$  rpm, onde a magnitude da frequência de passagem de dentes é mais elevada que a das vibrações regenerativas. O gráfico da figura 6.21 mostra os espectros da pressão sonora medidos durante os ensaios para o corte discordante.

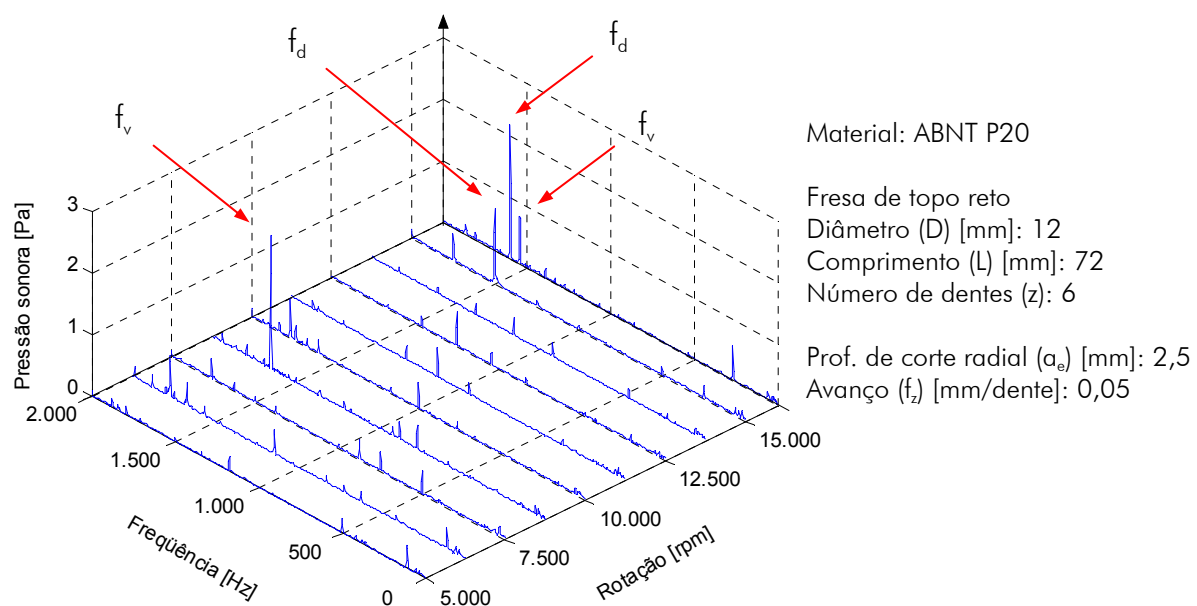


Figura 6.21 Espectros da pressão sonora para o corte discordante.

Existem poucas diferenças com relação aos espectros do corte concordante. Os picos foram um pouco menos pronunciados nas condições instáveis. Já para a condição estável  $n = 15.000$  rpm, o pico ( $f_d = 1.500$  Hz) foi mais elevado, mas isto não se refletiu no valor da rugosidade. Para as condições  $n = 5.000$  rpm e  $n = 6.250$  rpm, a magnitude da frequência de vibração foi menor que a dos harmônicos da passagem dos dentes para ambas as direções de corte, indicando o início da instabilidade. Entretanto, as amplitudes das vibrações foram menores que os demais casos instáveis, tendo menores consequências sob o acabamento da superfície. Os melhores resultados foram obtidos para as rotações cujas frequências de passagem de dentes se aproximavam da frequência natural, mas que não ultrapassaram este valor. Quando este foi ultrapassado ( $n = 16.000$  rpm) as amplitudes das vibrações foram muito elevadas. O mesmo ocorreu quando os valores se aproximavam da metade da natural do sistema. A rotação  $n = 7.500$  rpm, cuja frequência de passagem de dentes foi pouco menor que a metade da natural, proporcionou um corte estável e um valor de rugosidade relativamente baixo. Já para as rotações  $n = 8.750$  rpm e  $n = 10.000$  rpm, os cortes foram instáveis produzindo acabamentos deteriorados.

## 6.2 Considerações sobre a estabilidade do fresamento de topo esférico

Durante o processo de fresamento com ferramentas de topo esférico, dependendo da inclinação da superfície, várias partes do gume estão em contato com a peça (figura 6.22). Desse modo, para o fresamento em 3 eixos, a espessura de usinagem é dependente do ângulo de inclinação da superfície da peça com a mesa da máquina horizontal ( $\alpha$ ) [135]. Como os ângulos de contato no corte, na entrada e na saída ( $\varphi_e$  e  $\varphi_a$ ), são funções do ângulo de direção do gume ( $\kappa$ ), todos os pontos do gume estarão sob diferentes situações de cargas em uma determinada linha de contato [135, 136].

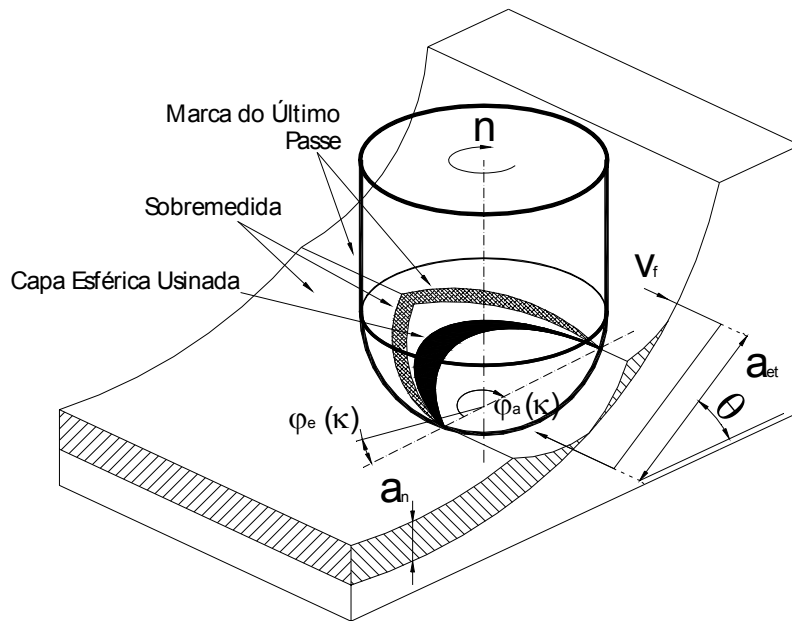


Figura 6.22 Relação do ângulo de contato no corte ( $\varphi$ ) com o ângulo de direção do gume ( $\kappa$ ) no fresamento em 3 eixos, com fresa de topo esférico [135].

A espessura de usinagem ( $h$ ), considerando-se  $D/2 \gg f_z$ , é dada por [135]:

$$h(\alpha, \kappa, \varphi) = f_z (\cos \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \sin \kappa + \sin \alpha \cdot \cos \kappa) \quad (6.1)$$

### 6.2.1 Influência da rotação e da direção de corte sobre a estabilidade

O gráfico da figura 6.23 mostra a FRF medida próxima à extremidade de uma fresa de topo esférico inteiriça de metal-duro. O pico de magnitude ocorre na frequência natural, correspondendo a 1.425 Hz.

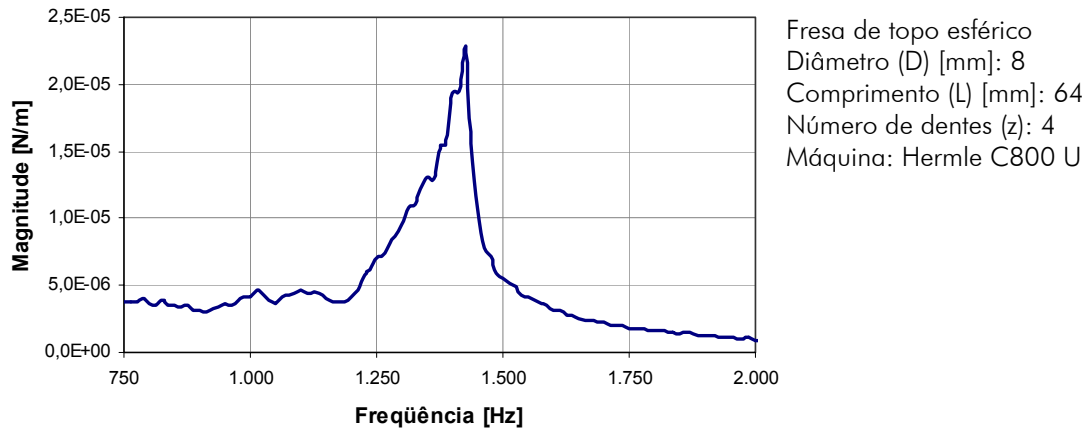


Figura 6.23 FRF para fresa de topo esférico inteiriça de metal-duro.

A figura 6.24 mostra a rugosidade em função da rotação para o corte concordante e também para o discordante na usinagem de uma superfície inclinada a 45°.

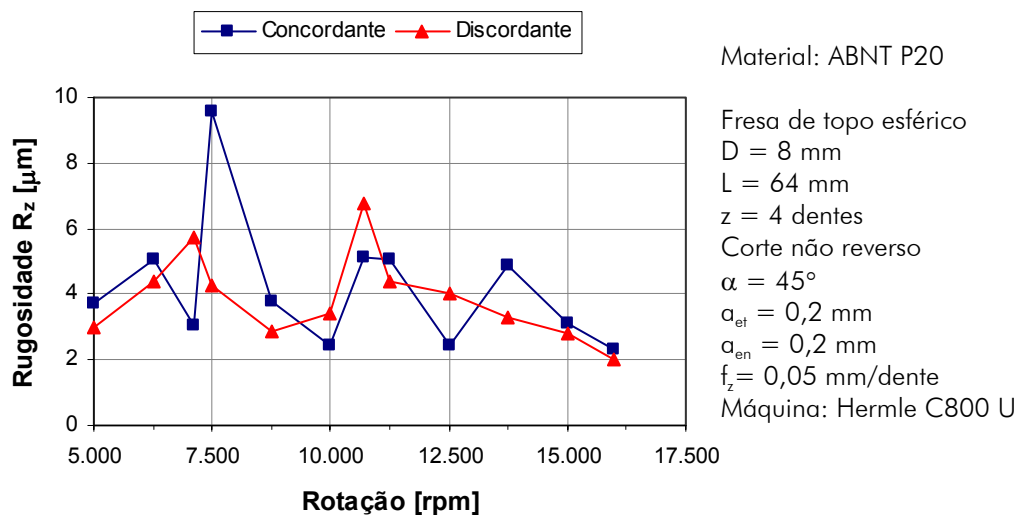


Figura 6.24 Rugosidade em função da rotação para fresamento de topo esférico.

Existem diferenças entre os valores encontrados para o corte concordante em relação àqueles do discordante. Porém, verifica-se que existem regiões que se apresentam com picos e outras com vales, de forma semelhante para as duas direções de corte. Os picos ocorrem em rotações cujas frequências de passagem de dentes se

aproximaram a  $1/2$  e a  $1/3$  da frequência natural. Os menores valores de rugosidade são encontrados para a rotação  $n = 16.000$  rpm. Esta, além de ser a máxima da máquina permitindo a maior velocidade periférica, tinha frequência de passagem de dentes próxima a  $3/4$  da frequência natural.

A figura 6.25 mostra o perfil medido da superfície para  $n = 16.000$  rpm e corte concordante. Neste caso são visíveis as marcas que na sua maioria se aproximam do valor do avanço por volta, mas também são encontrados espaçamentos correspondendo à metade deste valor.

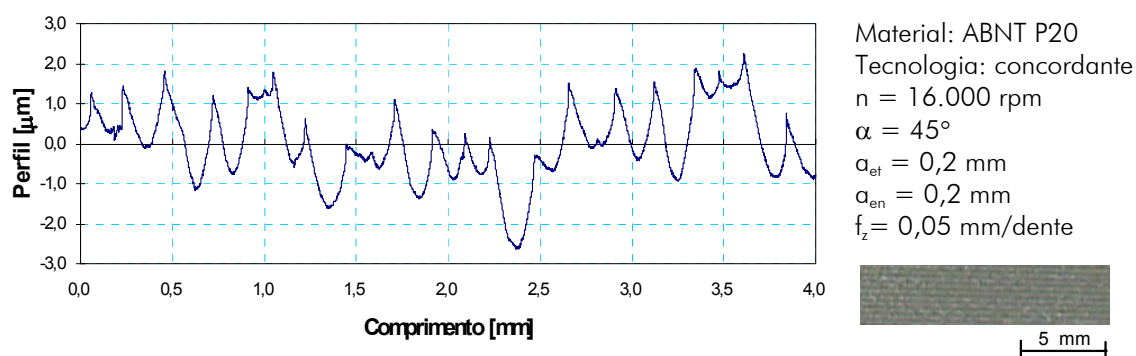


Figura 6.25 Perfil da superfície para condição estável  $n = 16.000$  rpm.

A figura 6.26 mostra o perfil para o corte concordante para  $n = 10.688$  rpm, cuja frequência de passagem dos dentes corresponde à metade da frequência natural do sistema. As elevadas amplitudes das vibrações fazem com que as distâncias entre as maiores cristas cheguem a 6 vezes o valor do avanço por volta. Ainda são visíveis marcas do avanço por dente superpostas às maiores.

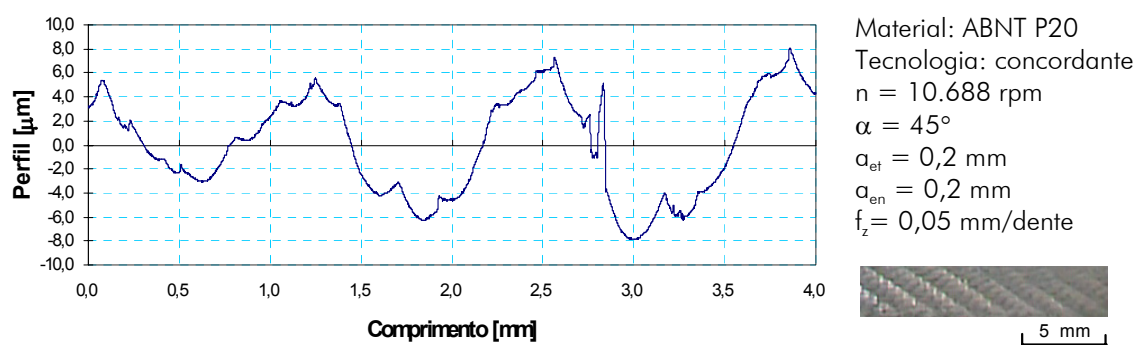


Figura 6.26 Perfil da superfície para condição instável  $n = 10.688$  rpm.

A figura 6.27 mostra os gráficos referentes à força de usinagem na direção ortogonal ao avanço para um corte estável ( $n = 16.000$  rpm) e outro instável ( $n = 10.500$ ) para o fresamento de topo esférico nas direções concordante e na discordante. Foi empregada a mesma montagem de ferramenta, porém na máquina Hermle C600U.

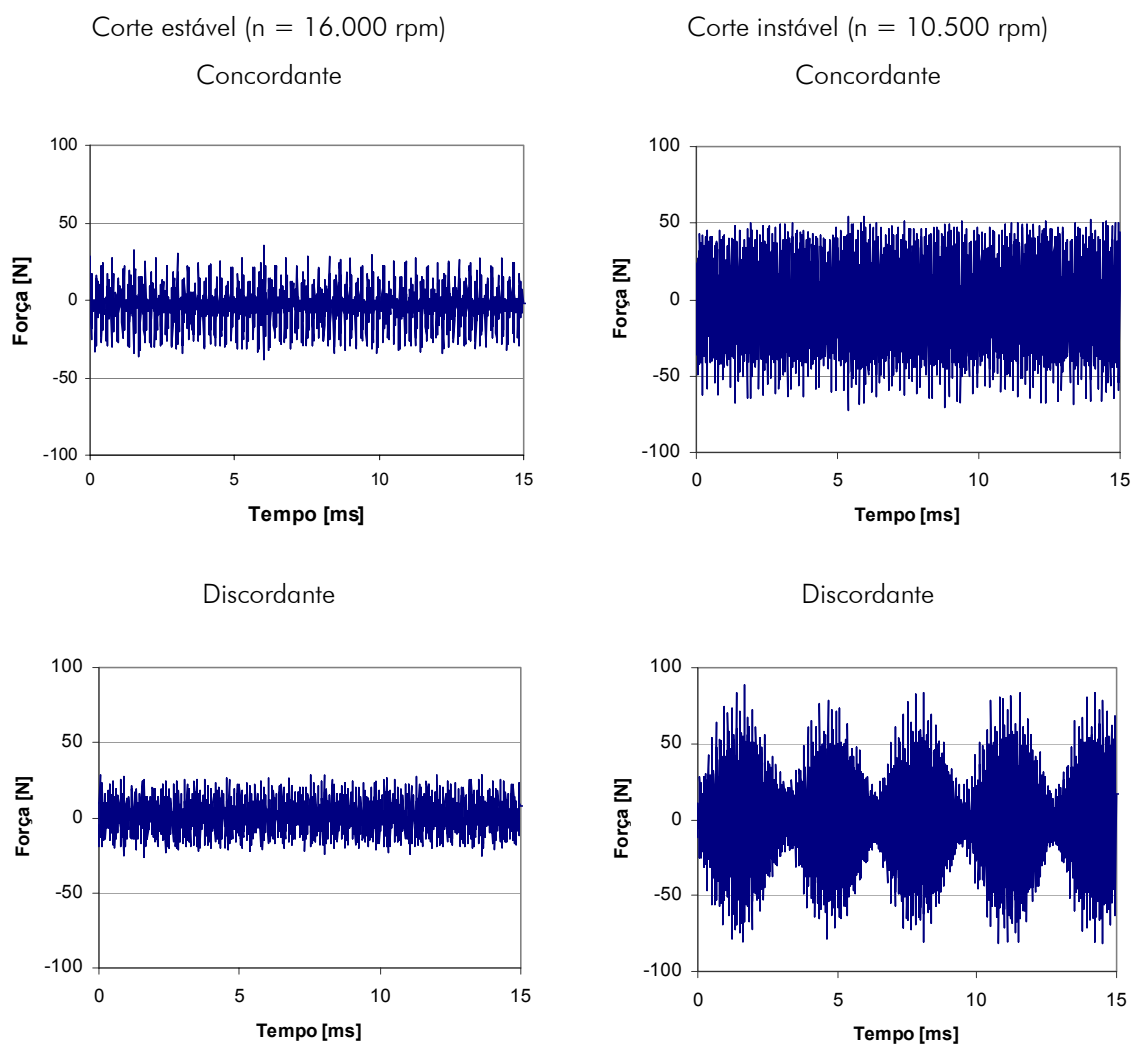


Figura 6.27 Forças de corte para fresamento de topo esférico estável e instável.

Para o corte instável discordante os valores de força apresentam grande dispersão, sendo que os valores máximos são superiores ao triplo daqueles encontrados para o corte estável. Para o corte concordante, estes correspondem aproximadamente ao dobro. A maior dispersão dos cortes instáveis está associada às elevadas amplitudes das vibrações, que fazem com que os dentes em determinados instantes não removam material devido à perda de contato com a peça, e que em outros haja uma remoção excessiva.

O gráfico da figura 6.28 mostra os espectros da pressão sonora medidos durante os ensaios para o corte concordante.

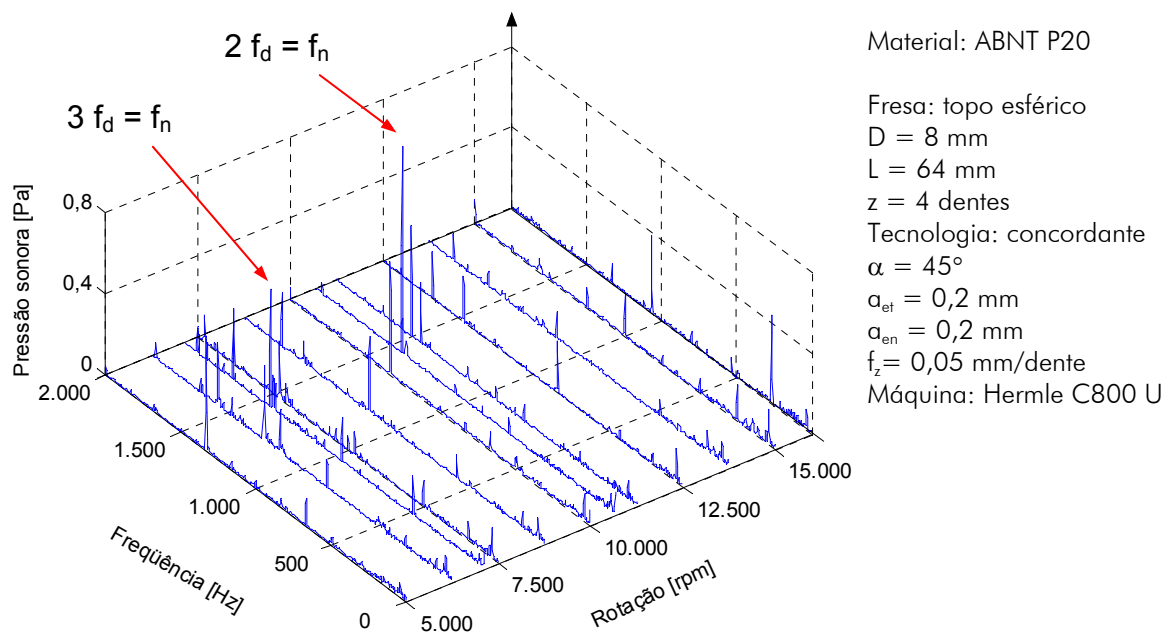


Figura 6.28 Espectros da pressão sonora para corte concordante.

Os picos maiores se concentram nas rotações cujas freqüências de passagem de dentes se aproximaram a  $1/2$  e a  $1/3$  da freqüência natural do sistema. Estes correspondem aos harmônicos da freqüência de passagem de dentes que mais se aproximaram da freqüência natural. Isto indica que as vibrações presentes neste processo foram as forçadas pela passagem dos dentes da fresa. O gráfico da figura 6.29 mostra os espectros da pressão sonora medidos durante os ensaios para o corte discordante.

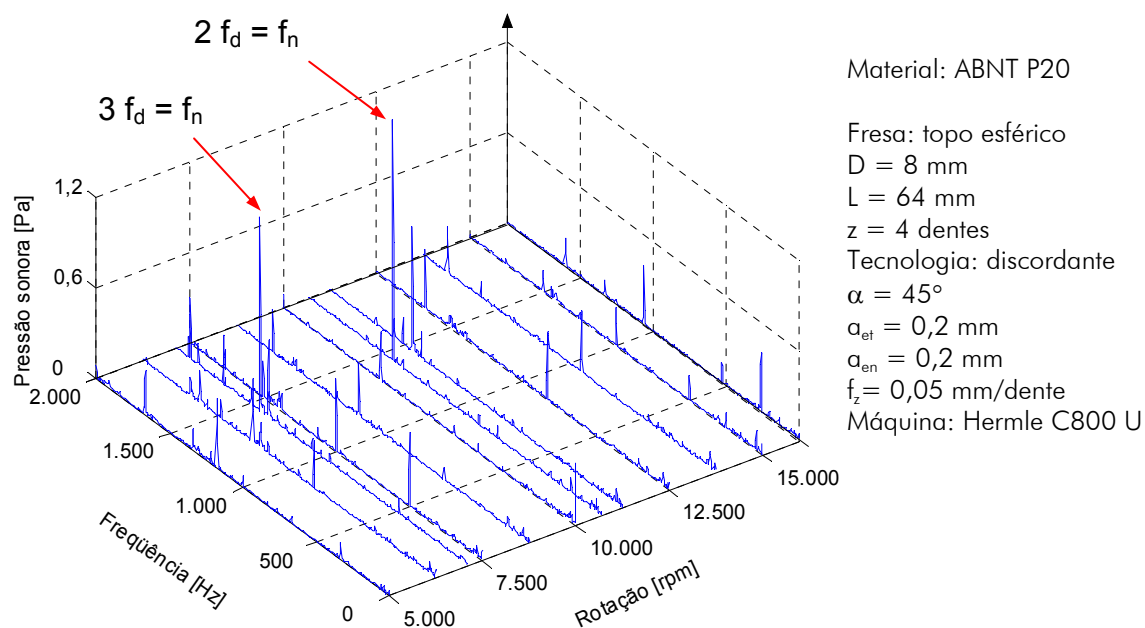


Figura 6.29 Espectros da pressão sonora para corte discordante.



Similarmente ao que ocorreu para o corte discordante, os picos maiores se concentram nas mesmas rotações, porém estes tiveram magnitudes mais elevadas. Desta forma confirma-se a presença das vibrações forçadas e descarta-se a das regenerativas, uma vez que não há no espectro outras frequências significativas, além dos harmônicos da frequência de passagem de dentes.

Os melhores resultados foram encontrados para  $n = 16.000$  rpm, cuja frequência de passagem de dentes se aproximou de  $3/4$  da frequência natural. Esta foi uma das condições onde os harmônicos da frequência de passagem de dentes estavam mais distantes da natural. Desta forma, o sistema apresentou uma menor resposta às forças de corte periódicas características do processo de fresamento. Estes resultados são similares aos encontrados por Werner [65], que realizou ensaios de fresamento de acabamento de superfícies horizontais e verticais com fresas de topo esférico.

A maior diferença nos valores de rugosidade com relação à direção de corte ocorreu para  $n = 7.125$  rpm, correspondente a  $1/3$  da frequência natural. Apesar da magnitude mostrada no espectro da pressão sonora para o corte concordante ter sido elevada, isso não se refletiu no acabamento da superfície cujo valor de rugosidade foi relativamente baixo. Mas, para a rotação pouco acima deste valor ( $n = 7.500$  rpm), as amplitudes da vibração foram suficientemente elevadas para resultarem no maior valor de rugosidade do gráfico.

Já para o corte discordante, os picos da curva de rugosidade acompanham os picos de magnitude dos espectros. Os valores aumentam para as rotações nas quais os harmônicos das frequências de passagem de dentes são próximos à frequência natural, e diminuem para aquelas nas quais os harmônicos se afastam deste valor.

O fato das vibrações forçadas serem mais críticas para o fresamento de acabamento com fresas de topo esférico está associado à sua condição de engajamento. É pequena a região de contato entre a ferramenta e a peça, e conseqüentemente ocorre a minimização dos efeitos da diferença de fase entre as ondulações deixadas entre dentes consecutivos e passa a ter maior importância a excitação periódica do corte interrompido. Segundo Janovsky [137] a diferença de fase entre a força de excitação e o deslocamento que ocorre em condições próximas à ressonância provoca consideráveis erros dimensionais principalmente para condições de contato nas quais a geração da superfície ocorre no final do contato do dente da fresa.

### 6.2.2 Influência do avanço sobre a estabilidade

A gráfico da figura 6.30 mostra os parâmetros de rugosidade em função do avanço para  $n = 16.000$  rpm.

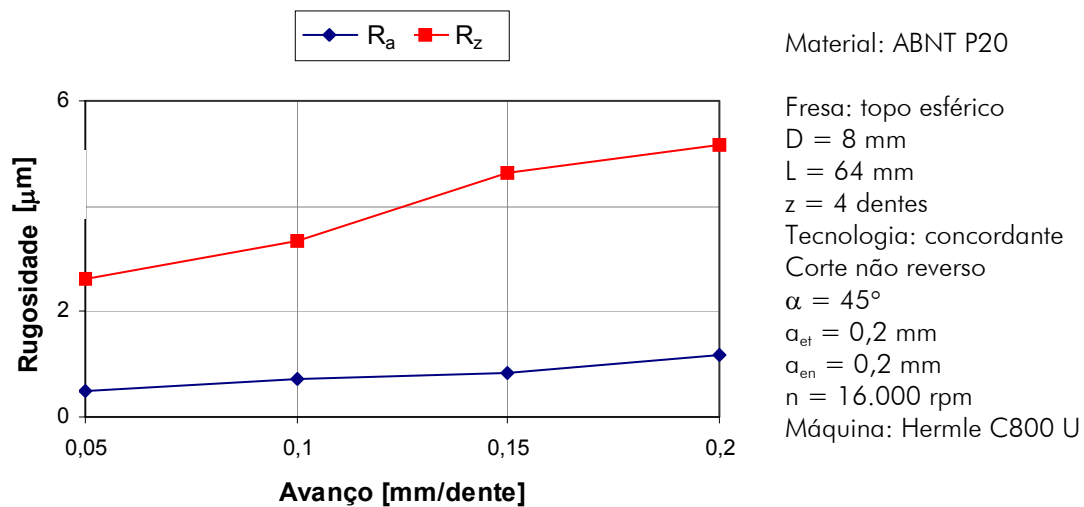


Figura 6.30 Rugosidade em função do avanço.

A rugosidade se eleva com o aumento do avanço, como era de se esperar conforme a cinemática do processo. Não foram verificadas marcas de vibrações, e o corte foi estável mesmo para o maior avanço empregado.

A figura 6.31 mostra os espectros da pressão sonora medidos para as diferentes condições de avanço.

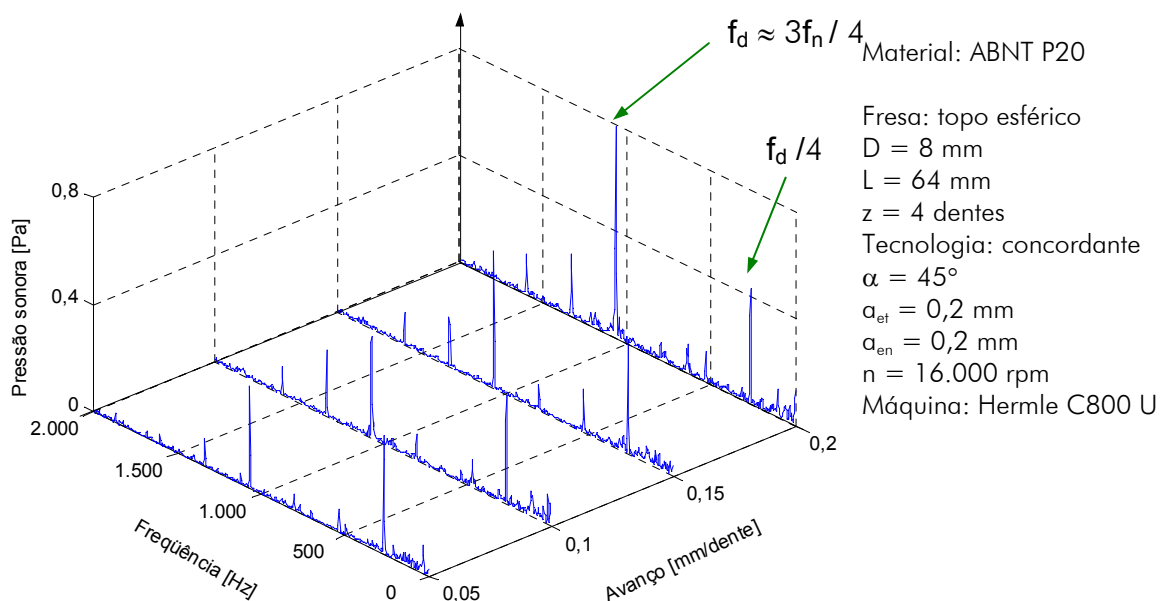


Figura 6.31 Espectros da pressão sonora para diferentes avanços.

Os maiores picos ocorrem na frequência de passagem de dentes (1.067 Hz), sendo que sua magnitude aumenta à medida que se aumenta o avanço em função da maior retirada de material e conseqüente aumento das forças de usinagem. Também se destacam os picos referentes à frequência de rotação devido à excentricidade.

Estes dados confirmam que esta rotação é a mais estável, por seus harmônicos estarem afastados da frequência natural do sistema.

### 6.2.3 Influência da inclinação da superfície sobre a estabilidade

O ângulo de inclinação da superfície da peça com a mesa da máquina horizontal ( $\alpha$ ) determina a qualidade do corte com ferramentas de topo esférico (figura 6.32). Quando o centro da ferramenta de corte está em contato no corte, as cargas sobre o gume são máximas, devido à elevada força passiva ( $F_p$ ) e à pequena área de saída de cavaco na ponta da ferramenta [135,136].

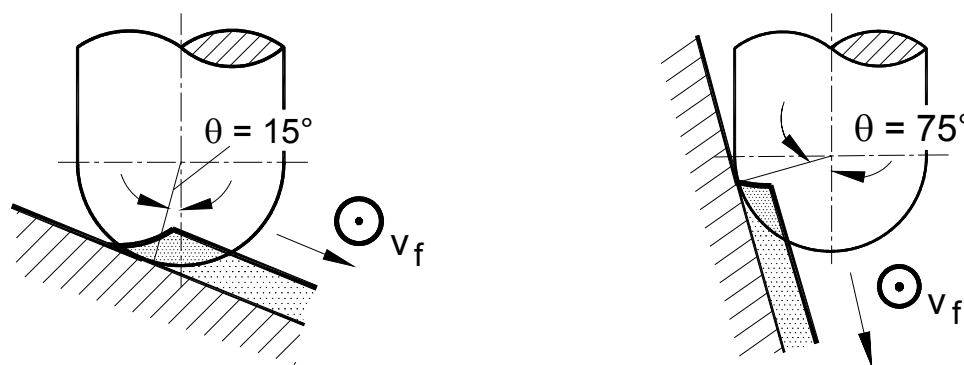


Figura 6.32 Condições de contato para diferentes inclinações de superfície [135].

O gráfico da figura 6.33 mostra os valores da rugosidade em função da rotação para uma superfície inclinada a 75°.

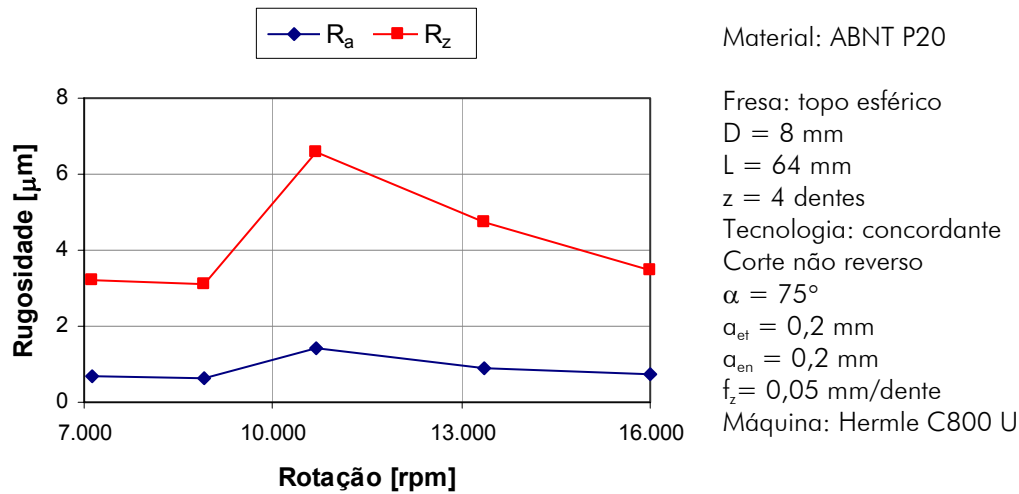


Figura 6.33 Rugosidade em função da rotação para superfície inclinada a  $75^\circ$ .

O comportamento das curvas é similar àqueles encontrados para a inclinação de  $45^\circ$ , sendo que o maior valor de rugosidade também ocorre para a rotação  $n = 10.688 \text{ rpm}$ . A figura 6.34 mostra os espectros da pressão sonora para esta condição.

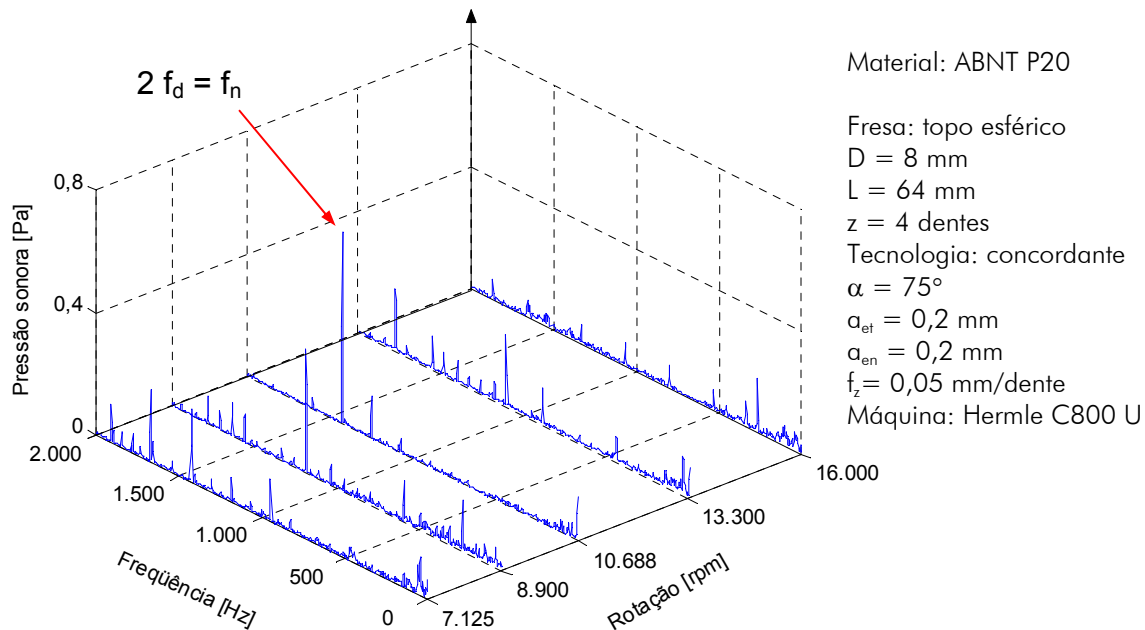


Figura 6.34 Espectros da pressão sonora para superfície inclinada a  $75^\circ$ .

Os picos têm menores magnitudes quando comparados aos da inclinação de  $45^\circ$ . Isto pode estar associado ao fato de o contato ocorrer mais afastado do centro da ferramenta resultando em maior velocidade de corte, e conseqüente redução dos esforços

de corte. O maior pico também ocorre para  $n = 10.688$  rpm, confirmando os resultados da medição da rugosidade.

O gráfico da figura 6.35 mostra a rugosidade em função da rotação para uma superfície inclinada a  $15^\circ$ .

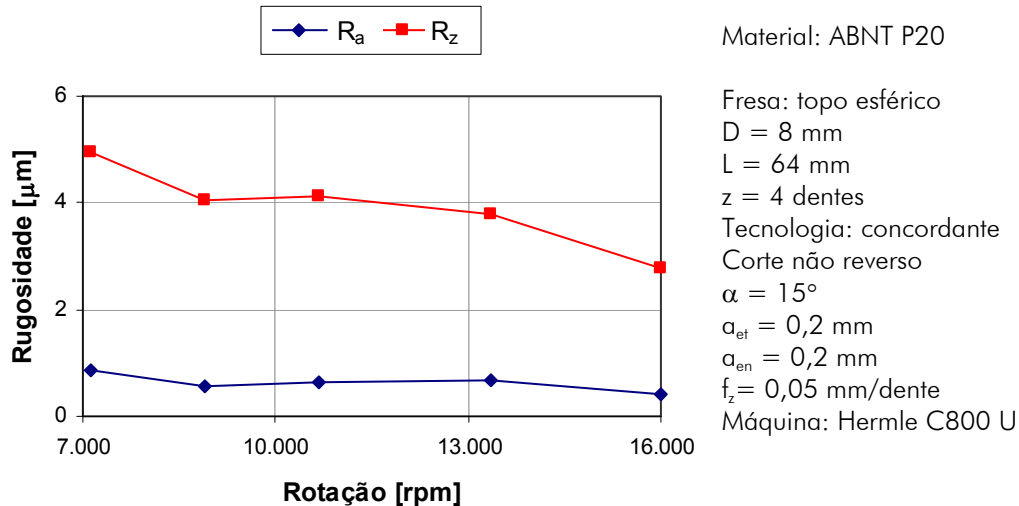


Figura 6.35 Rugosidade em função da rotação para superfície inclinada a  $15^\circ$ .

Nesta situação a rugosidade foi influenciada principalmente pelos cavacos que ficaram aderidos à superfície. Segundo Gomes [11], para ângulos ( $\alpha$ ) menores do que  $15^\circ$ , a remoção de cavaco da região de corte é difícil e a velocidade de corte na região central tende a zero, provocando esmagamento de material na zona de corte.

Devido à construção geométrica da fresa, apenas dois dentes opostos se prolongam até sua extremidade. Somente estes removem material durante a usinagem da superfície nesta condição (figura 6.36). Isto pode ser comprovado através dos espectros da pressão sonora da figura 6.37.

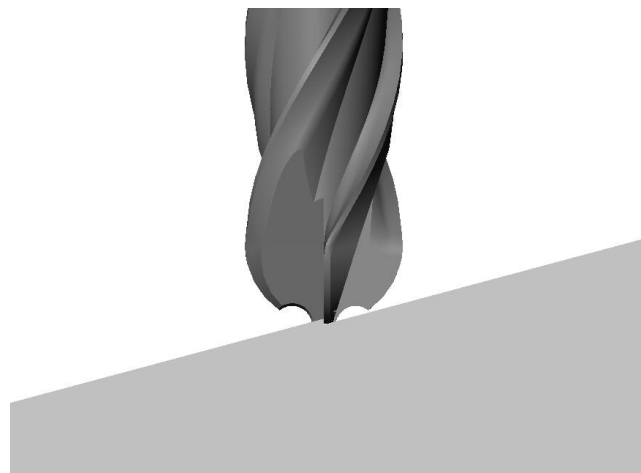


Figura 6.36 Contato dos dentes da fresa no fresamento da superfície a  $15^\circ$ .

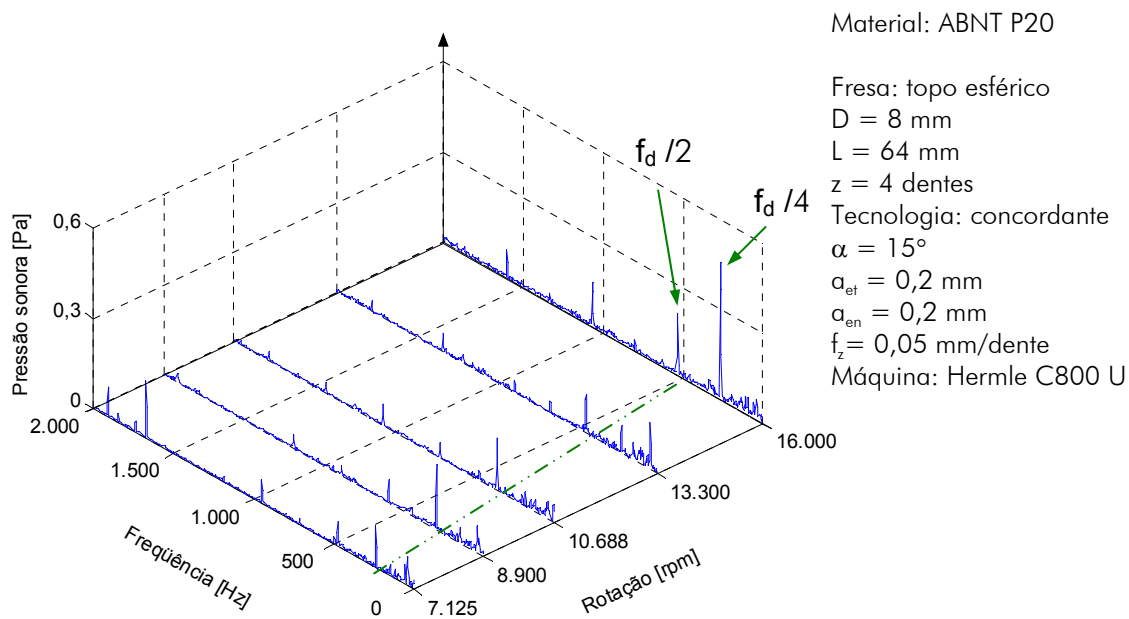


Figura 6.37 Espectros da pressão sonora para superfície inclinada a  $15^\circ$ .

Este mostra que os maiores picos ocorrem principalmente na frequência que corresponde ao dobro da rotação. Esta está muito distante da frequência natural, de forma que seus harmônicos que poderiam se aproximar deste valor não contêm energia suficiente para provocar maiores amplitudes nas vibrações forçadas.

#### 6.2.4 Influência do suporte da ferramenta sobre a estabilidade

A fim de pesquisar a influência de diferentes suportes de ferramenta sobre o resultado de trabalho, foram realizados ensaios com ferramentas de topo esférico inteiriça de metal-duro, com suporte de aço e com suporte de metal-duro. Esta última apresentava a maior parte do corpo em metal-duro, porém a sua extremidade, destinada à fixação do inserto, era de aço. A geometria de corte da ferramenta inteiriça era a mesma dos insertos empregados nas ferramentas com suporte.

As ferramentas com diâmetro 12 mm foram fixadas com comprimento em balanço 96 mm, resultando em uma relação  $L/D = 8$ . A tabela 6.1 mostra os valores encontrados para as frequências naturais nestas condições.

Tabela 6.1 Frequências naturais para diferentes suportes.

Ferramenta	Frequência [Hz]
Suporte de aço	875
Suporte de metal-duro	1037,5
Inteiriça	1137

O menor valor para a frequência natural da ferramenta com suporte de aço é consequência do seu menor módulo de elasticidade, que corresponde aproximadamente a um terço daquele do metal-duro. A diferença não é maior porque a densidade do metal-duro, que é inversamente proporcional à frequência natural, é o dobro daquela do aço. Como a sua extremidade era de aço, a ferramenta com suporte de metal-duro apresentou frequência natural menor que a inteiriça.

O gráfico da figura 6.38 mostra a rugosidade em função da rotação para as três ferramentas.

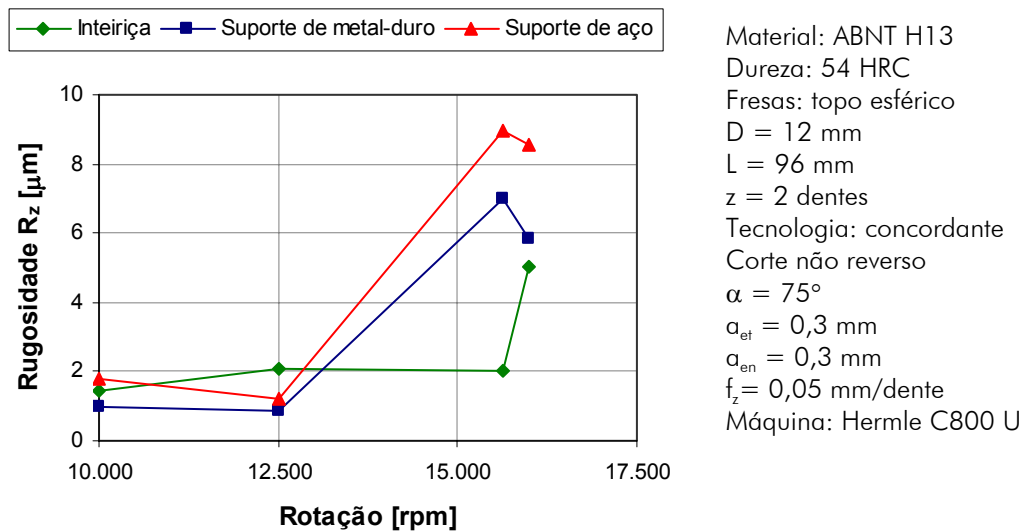


Figura 6.38 Rugosidade em função da rotação para as três ferramentas.

As diferenças nos valores de rugosidade são mais pronunciadas para as rotações mais elevadas. Nestes casos, os harmônicos das frequências de passagem de dentes se aproximam da frequência natural das ferramentas, resultando em maiores amplitudes para as vibrações forçadas. O aumento foi maior para a ferramenta com suporte de aço, devido a sua menor rigidez (menor módulo de elasticidade). Para a ferramenta com suporte de metal-duro, o maior valor de rugosidade ocorreu para  $n = 15.633$  rpm, cuja frequência de passagem de dentes correspondia à metade da natural do sistema. Para a

ferramenta inteiriça, o valor de rugosidade foi elevado apenas para a maior rotação, em função da sua frequência natural ser pouco superior ao daquela do suporte de metal-duro. Além disso, o fato da ferramenta inteiriça apresentar maior simetria resulta em menor desbalanceamento, cujas conseqüências são maiores em rotações mais elevadas.

O gráfico da figura 6.39 mostra os espectros da pressão sonora medidos durante a usinagem com a ferramenta com suporte de aço. Para a rotação  $n = 12.500$  rpm, o pico já apresenta magnitude elevada, porém o valor da rugosidade medido foi relativamente baixo. Já para  $n = 15.000$  rpm, o pico é ainda maior, indicando a presença de vibrações que repercutiram na superfície usinada.

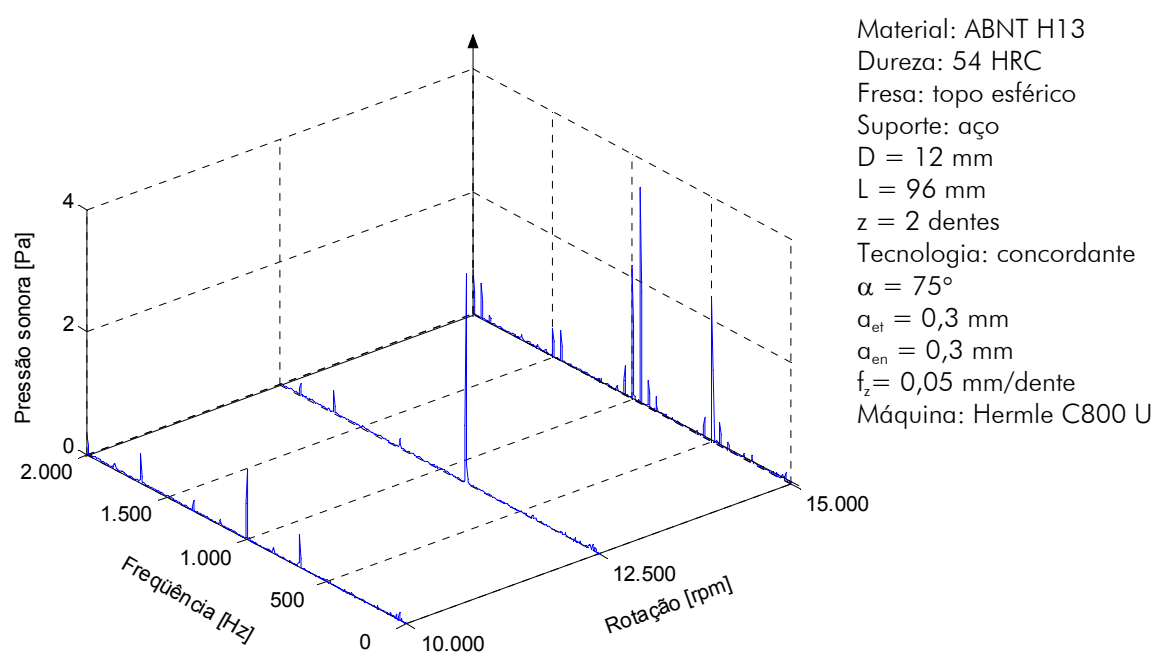


Figura 6.39 Espectros da pressão sonora para a ferramenta com suporte de aço.

Os espectros da figura 6.40 correspondem às medições para a ferramenta com suporte de metal-duro. Este mostra que para  $n = 10.000$  rpm, o pico é um pouco superior àquele da ferramenta com suporte de aço. Para  $n = 12.500$  rpm, o pico é consideravelmente menor, correspondendo a uma condição favorável. O valor sobe para  $n = 15.000$  rpm, porque a frequência de passagem de dentes se aproximou da metade da natural. Quando estas coincidiram as amplitudes das vibrações deterioraram o acabamento da superfície (gráfico 6.38).



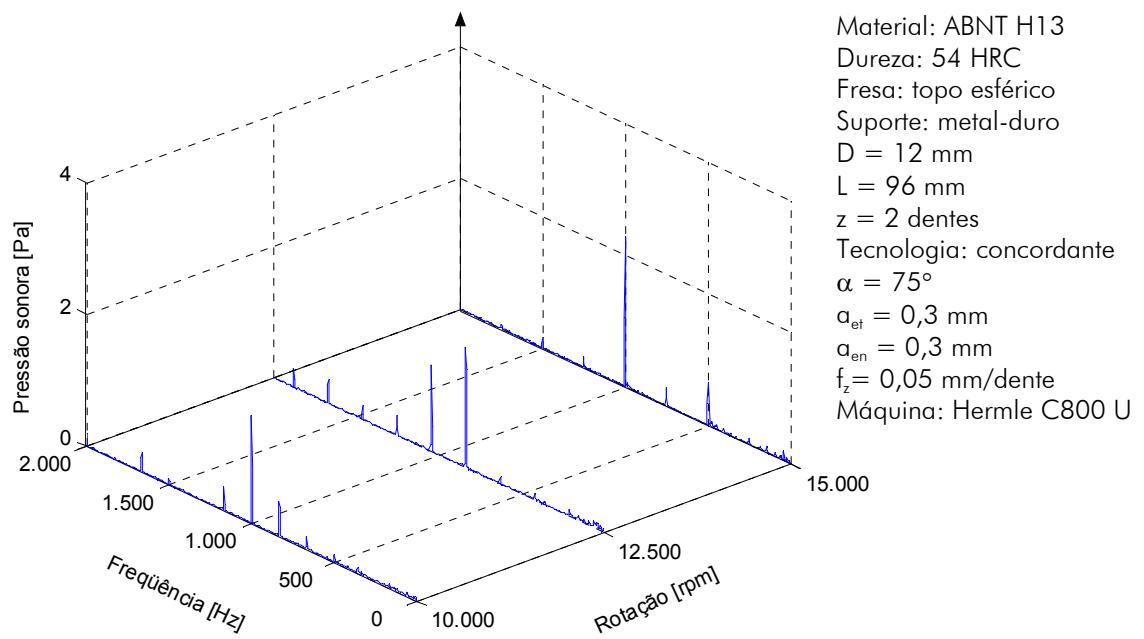


Figura 6.40 Espectros da pressão sonora para a ferramenta com suporte de metal-duro.



## CAPÍTULO 7

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Em função das características geométricas dos elementos do sistema (eixo-árvore, porta-ferramenta e fresa), as freqüências naturais e a rigidez podem variar em uma extensa faixa de valores. Isto foi verificado experimentalmente e pela análise pelo método de elementos finitos (MEF). Com o aumento da relação (L/D) a fresa se torna o ponto frágil dominante do sistema e suas características geométricas e propriedades mecânicas têm influência direta sobre a rigidez e as freqüências naturais resultantes. No fresamento de topo a altas velocidades, as freqüências de excitação das forças de usinagem podem se aproximar das naturais do sistema provocando respostas diferentes daquelas encontradas em rotações mais baixas. Devido às características dinâmicas dos sistemas serem fortemente dependentes da máquina, da peça e da ferramenta empregadas, extrapolações diretas dos resultados apresentados para outros sistemas devem ser feitas somente com ressalvas.

#### 7.1 Processo de desbaste

As vibrações presentes nos cortes instáveis no fresamento de topo reto e de topo toroidal foram as regenerativas. Estas foram detectadas através da análise dos espectros dos sinais de pressão sonora, força e deslocamentos medidos durante o processo. Estes eram dominados pela freqüência de vibração associadas a um dos modos de vibração do sistema e não correspondiam a harmônicos da freqüência de passagem de dentes. Uma vez que a profundidade de corte axial limite para um processo estável era ultrapassada, ocorria um aumento abrupto das amplitudes das vibrações no processo que repercutiam no acabamento da superfície. As rotações que permitiram as maiores profundidades de corte axial limites foram aquelas cujas freqüências de passagem de dentes se aproximaram da freqüência natural do modo mais flexível.

O material da peça influencia a grandeza da força de usinagem. Assim, menores profundidades de corte limites para um processo estável são encontradas na fresamento de materiais mais duros em função da maior pressão específica de corte. Porém, o material da peça não exerce influência direta sobre o mecanismo de regeneração das ondas das vibrações auto-excitadas. Com isso as rotações preferenciais, assim como as freqüências de vibração tendem a ser muito próximas, mesmo na usinagem de diferentes materiais. A maior diferença verificada nos ensaios foi que na usinagem do aço ABNT

P20 ocorreu lascamentos nos gumes após algumas repetições de cortes instáveis. Esse fato não foi observado no fresamento da liga de alumínio.

Maiores valores de avanço representam maiores espessuras de cavaco e maiores forças de corte, porém são suas variações durante o processo que desencadeiam o efeito regenerativo, sendo os valores absolutos secundários. Portanto, tem maior relevância o fato de que avanços maiores reduzem a pressão específica de corte e conseqüentemente as variações das forças, justificando o pequeno aumento das profundidades de corte limites verificado nos experimentos.

As profundidades de corte axiais limites para o corte concordante foram maiores que as do corte discordante. A diferença pode ser decorrente da maior tendência ao empastamento do corte discordante, acarretando em um maior esforço de corte. Outra possibilidade poderia ser a diferença das características dinâmicas entre duas direções ortogonais, mas esta não foi constatada nas medições das FRF's.

O uso de uma fresa com maior número de dentes nos experimentos incorreu em menores profundidades de corte críticas, pois nesta condição mais dentes usinam simultaneamente, havendo um somatório de efeitos de regeneração de ondas entre os dentes sub-seqüentes. Além disso, o emprego desta acarretou em menor rigidez do sistema, devido à menor quantidade de material na região da hélice.

Diferentes comprimentos em balanço da ferramenta resultaram em distintos modos de vibração durante o processo. De uma maneira geral, menores comprimentos em balanço permitiram o emprego de maiores profundidades de corte sem que houvesse vibrações regenerativas. Entretanto, ocorreram exceções para determinadas combinações de comprimento em balanço e rotações. A taxa de remoção de material pode ser aumentada quando o comprimento em balanço foi ajustado de forma a permitir que a frequência de passagem de dentes se aproximasse da natural do sistema para a máxima rotação da máquina.

Através da medição dos deslocamentos da fresa em duas direções ortogonais foi possível verificar que nos cortes estáveis, os pontos amostrados a cada rotação apresentaram pequena dispersão. Para os instáveis, os pontos da seção de Poincaré formaram contornos elípticos indicativos de um movimento assíncrono, devido às presenças simultâneas da frequência de passagem de dentes e da frequência de vibração regenerativa. A diferença nos valores dos deslocamentos nas duas direções é resultado da distribuição das forças durante o corte. Através do cálculo da espessura do cavaco estimada foi possível verificar a diferença de fase entre as ondulações deixadas por dentes

subseqüentes nos cortes instáveis e suas conseqüências nas forças de usinagem. Também foi observada a perda de contato da fresa com a peça, principalmente nos extremos do arco usinado.

Os resultados das simulações analíticas e no domínio do tempo praticamente coincidiram, e foram próximos dos encontrados experimentalmente para o sistema com um modo flexível dominante. A maior profundidade de corte limite determinada experimentalmente não ocorreu na condição com frequência de passagem de dentes mais próxima da natural. Isto pode estar associado às diferenças existentes na rigidez, amortecimento e principalmente frequência natural quando as características dinâmicas do sistema são medidas sob duas condições: movimento livre e ferramenta em contato com a peça. Houve correlação entre as frequências das vibrações determinadas experimentalmente e as resultantes das simulações. Todavia, aquelas se afastaram mais da natural do sistema.

Nos ensaios realizados na máquina na qual foi adaptado um eixo-árvore com mancais magnéticos verificou-se que na condição onde a frequência de passagem de dentes se aproximou da frequência referente ao primeiro modo de vibração, as amplitudes das vibrações forçadas foram muito elevadas, mesmo para pequenas profundidades de corte axiais. O amortecimento provido pelo sistema de controle não foi suficientemente alto para permitir a usinagem na condição de ressonância. Para as demais condições, a profundidade de corte foi limitada pelo surgimento de vibrações regenerativas.

## **7.2 Processo de acabamento**

No processo de acabamento são empregadas pequenas profundidades de corte radiais ( $a_e$ ) que levam a uma menor condição de engajamento da ferramenta com a peça. Este processo é caracterizado por elevadas interrupções durante o corte, sendo que o tempo em que um gume retira material é apenas uma pequena fração do período da rotação da fresa. Isto incorre em fenômenos diferentes daqueles encontrados em condições de desbaste. As vibrações forçadas passam a exercer maior influências sobre os resultados principalmente no fresamento de topo esférico.

### **7.2.1 Fresamento de topo reto**

Através da medição dos deslocamentos da fresa em duas direções ortogonais foi possível verificar que para as condições estáveis houve pequena dispersão para os pontos

amostrados a cada passagem de dentes. As instáveis, além das maiores amplitudes, apresentaram elevada dispersão para estes pontos. Houve a presença de sub-harmônicos das frequências de vibração no espectro dos sinais medidos para determinadas condições. Nas seções de Poincaré foram observados, além dos contornos elípticos, agrupamentos de pontos indicativos de movimentos que se repetiam depois de um determinado número de rotações. Através do cálculo da espessura do cavaco estimada foi observado que a perda de contato da fresa com a peça ocorre em uma parte significativamente maior do arco usinado em relação ao desbaste. A partir da superposição do movimento de avanço da ferramenta ao sinal de deslocamento medido na direção ortogonal ao avanço, pôde-se estimar a trajetória de cada dente da fresa e conseqüentemente o perfil resultante para uma condição instável.

As profundidades de corte limites das simulações foram maiores que as encontradas experimentalmente, especialmente para as condições próximas à ressonância. As vibrações detectadas nos experimentos eram de natureza regenerativa, havendo apenas uma exceção no corte discordante, onde as forçadas limitaram o processo. A simulação analítica apresentou os mesmos resultados independentemente da direção de corte. Os resultados da simulação no domínio do tempo, apesar de continuarem próximos aos analíticos, apresentaram pequenas diferenças nas duas direções de corte. As frequências das vibrações regenerativas foram muito próximas nas duas direções e apresentam valores mais afastados da natural quando comparados aos resultados do desbaste. Isto foi válido tanto para os resultados experimentais quanto para as simulações, embora estas indicassem valores menores para a maioria das rotações.

De uma forma geral as frequências de vibração aumentavam progressivamente até que a frequência de passagem de dentes ultrapassasse a natural, e depois disso caíam rapidamente, voltando a se aproximarem deste valor. Fato similar ocorre quando os valores se aproximaram da metade e de um terço da frequência natural, contudo as variações foram menores.

### **7.2.2 Fresamento de topo esférico**

As vibrações que limitaram o processo foram as forçadas pela passagem de dentes. Em função das pequenas seções de usinagem é reduzida a região de contato entre a ferramenta e a peça, e conseqüentemente ocorre a minimização dos efeitos da diferença de fase entre as ondulações deixadas entre dentes consecutivos e passa a ter maior importância a excitação periódica do corte interrompido. Os espectros da pressão

sonora para os cortes instáveis apresentaram maiores magnitudes nos harmônicos das frequências de passagem de dentes que mais se aproximaram da natural do sistema. Os melhores resultados em ambas as direções de corte foram encontrados para a rotação cuja frequência de passagem de dentes se aproximou de  $3/4$  da frequência natural. Esta é uma das condições onde os harmônicos da frequência de passagem de dentes estão mais distantes da natural. Desta forma, o sistema apresenta uma menor resposta às forças de corte periódicas características deste processo.

As propriedades mecânicas dos materiais dos suportes das ferramentas de topo esférico exercem influência sobre a rigidez e as frequências naturais resultantes. Os resultados dos ensaios realizados com ferramentas de topo esférico inteiriças de metal-duro, com suporte de aço e com suporte de metal-duro, mostraram diferenças mais pronunciadas nos valores de rugosidade para as rotações mais elevadas. Nestes casos, os harmônicos das frequências de passagem de dentes se aproximavam da frequência natural das ferramentas, resultando em maiores amplitudes para as vibrações forçadas. O aumento mais pronunciado foi para a ferramenta com suporte de aço devido a sua menor rigidez, resultante de seu menor módulo de elasticidade.

### 7.3 Sugestões para trabalhos futuros

Para novos trabalhos na área de pesquisa sobre a dinâmica do processo de fresamento a altas velocidades, pode-se sugerir os seguintes tópicos:

- Desenvolvimento de um sistema de detecção e controle de vibrações no processo de fresamento a partir de sinais captados por sensores de mancais magnéticos para eixos-árvore que empregam esta tecnologia.
- Desenvolvimento de estratégias de usinagem que levem em consideração as alterações das características dinâmicas da peça, a fim de minimizar os problemas associados a vibrações no fresamento de paredes finas.
- Análise das vibrações transientes que ocorrem na entrada e saída da ferramenta na peça e no fresamento de quinas.
- Aplicação de métodos de dinâmica não-linear em simulações computacionais para análise da estabilidade do processo.
- Emprego da análise de sub-estruturas acopladas na determinação das características dinâmicas resultantes de diferentes combinações de eixos-árvores, porta-ferramentas e ferramentas.





## CAPÍTULO 8

### REFERÊNCIAS

- [1] SMITH, S.; DVORAK, D. Tool Path Strategies for High Speed Milling Aluminum Workpieces with Thin Webs. **Mechatronics**, v. 8, p. 291-300, 1998.
- [2] TLUSTY, G. **Manufacturing Process and Equipment**. 1.ed. New Jersey: Prentice Hall, 928 p. 2000.
- [3] AEROSPACE INDUSTRIES ASSOCIATION. **Statistical Resources**. Disponível em: [http://www.aia-aerospace.org/library/links/stats\\_links.cfm](http://www.aia-aerospace.org/library/links/stats_links.cfm). Acesso em: 20 de setembro 2004.
- [4] ZELINSKI, P. High Speed Machining: Aerospace Boeing's One Part Harmony. **Modern Machine Shop**. Janeiro de 1999.
- [5] MANJUNATHAIAH, J. High Speed Machining in the High Volume Manufacturing Industry. **4<sup>th</sup> Annual NCMS Fall Workshop Series**. Advanced Automotive Machining Technologies and Practices, outubro de 2000. Disponível em <http://techcon.ncms.org/00fall>. Acesso em: 15 de julho 2002.
- [6] High Speed Machining Home. Better Machined Surfaces. Disponível em <http://www.mmsonline.com/articles/hsmdm.html>. Acesso em: 20 de setembro 2004.
- [7] BUGOUD, J. P. Integração de Centros de Usinagem. **Máquinas e Metais**, n. 414, p. 34-40, 2000.
- [8] FALLBÖHMER, P.; RODRÍGUEZ, C. A.; ÖZEL, T.; ALTAN, T. High-speed Machining of Cast Iron and Alloy Steels for Die and Mold Manufacturing. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 98, p. 104-115, 2000.
- [9] SCHULTZ, H. High Speed Machining. Seminário de Usinagem com Altíssima Velocidade de corte: Fresamento, Torneamento, Furação. Universidade Metodista de Piracicaba (UNIMEP), outubro de 1996.

- [10] GAGGERO, L. Italian Developments in Moulds and Die Milling Machining. **European Machining**, p. 40-45, 1997.
- [11] GOMES, J. O. **Fabricação de superfícies de forma livre por fresamento no aço temperado ABNT 420, na liga de alumínio AMP8000 e na liga de cobre Cu-Be.** Florianópolis, 2001. 150 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), UFSC, 2001.
- [12] ALTAN, T.; Peter FALLBÖHMER, P.; RODRÍGUEZ, C. A. ; OZEL, T. High-Speed Cutting of Cast Iron and Alloy Steels – State of Research. **VDI BERICHTE** v. 1399, p. 309-332, 1998.
- [13] ALTAN, T.; LILLY, B. W.; KRUTH, J. P.; KÖNIG, W.; TÖNSHOFF, H. K.; van LUTTERVELT, KHAIRI, A. B.: Advanced Techniques for Dies and Mold Manufacturing. **Annals of the CIRP**, v. 42, n.2, p. 707-715, 1993.
- [14] LIMA, A. M. A.; RODRIGUES NETO, V. A. Projeto e Fabricação de Moldes para a Injeção de Plásticos. **Máquinas e Metais**, n. 343, p. 96-101, 1994.
- [15] DAVIES, M. A.; BURNS, T. J.; SCHMITZ, T. L. High-Speed Machining Processes: Dynamic on Multiple Scales. **Proceedings of the Dynamics and Control of Mechanical Processing Workshop**, Budapest, p. 7-19, 1999.
- [16] CREDE, C. E. ; HARRIS, C. M. *Shock and Vibration Handbook*. v. 3, Mc. Graw-Hill, 1961.
- [17] HEISEL, U.; FEINAUER, A. Dynamic Influence on Workpiece Quality in High Speed Milling. **Annals of the CIRP**, v. 48, n.1, p. 321-324, 1999.
- [18] TLUSTY, J. High-Speed Machining. **Annals of the CIRP**, v. 42, n. 2, 733-738, 1993.
- [19] BUDAK, E.; ALTINTAS, Y. Peripheral Milling Conditions for Improved Dimensional Accuracy. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 34, n. 7, p. 907-918, 1994.

- [20] EHMANN, K. F.; KAPOOR S. G.; DEVOR R. E.; LAZOGLU I. Machining Process Modeling: A Review. **Annals of the CIRP**, v. 119, n.1, p. 665-663, 1997.
- [21] TOBIAS, S.A. **Machine Tool Vibration**. Blackie and Sons Ltd. 1965.
- [22] STEMMER, C. E. **Ferramentas de corte II**. 2. ed. Florianópolis : Editora da UFSC, p. 141-216, 1995.
- [23] DROZDA, T. J.; WICK, C. (Ed.) **Tool and Manufacturing Engineers Handbook – Machining**. 4. ed. Dearborn, Michigan : Society of Manufacturing Engineers, v. 1, p. 1.1-1.66, 10.1-10.76, 1983.
- [24] DINIZ, A. E.; MARCONDES, F. C.; COPPINI, N. L. **Tecnologia da usinagem dos materiais**. 1. ed. São Paulo : MM Editora, 242 p. 1999.
- [25] KÖNIG, W.; KLOCKE, F. **Fertigungsverfahren, Band 1: Drehen, Fräsen, Bohren**. 6. Auflage. Berlim : Springer - Verlag, 471 p. 1999.
- [26] HOCK, S. **Hochgeschwindigkeitsfräsen im Werkzeug- und Großformenbau - Eingriffsverhältnisse und Technologie**. Darmstadt, 1996. 152 p. Tese (Doutorado em Engenharia) - TU Darmstadt, 1996.
- [27] SCHULZ, H. **Hochgeschwindigkeitsbearbeitung - High-Speed Machining**. München : Carl Hanser Verlag, 286 p. 1996.
- [28] SCHULZ, H. **Hochgeschwindigkeitsfräsen metallischer und nichtmetallischer Werkstoffe**. München : Carl Hanser Verlag, 348 p. 1989.
- [29] SCHULTZ, H.; MORIWAKI, T. High Speed Machining. **Annals of the CIRP**, v. 41, n.2, 637-643, 1993.
- [30] SCHÜTZER, K.; SOUZA A. F. Introdução do Processo HSC na indústria brasileira. **Máquinas e Metais**, n. 407, 32-45, 1999.

- [31] CAMACHO, J. H. **Frästechnologie für Funktionsflächen im Formenbau**. Hannover, 1991. 174 p. Tese (Doutorado em Engenharia) - Universität Hannover, 1991.
- [32] ZHENG, L.; LIANG, S. Y. Identification of Cutter Axis Tilt in End Milling. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 119, n. 2, p. 178-185, 1997.
- [33] WECK, M. **Werkzeugmaschinen - Fertigungssysteme, Band 4: Meßtechnische Untersuchung und Beurteilung**. 5. Auflage. Düsseldorf : VDI - Verlag, p. 213-367, 1996.
- [34] KOEPFER, C. Tool System Considerations for High Speed Machining. **Modern Machine Shop**, p. 84-89, agosto 1997.
- [35] BOOGERT, M.; KALS, H.; van HOUTEN M. Toll Paths and Cutting Technologies in Computer-Aided Process Planning. **International Journal Advanced Manufacturing Technology**, n.11, p. 186-197, 1996.
- [36] HERGET, T. **Simulation und Messung des zeitlichen Verlaufs von Zerspankraftkomponenten beim Hochgeschwindigkeitsfräsen**. Darmstadt, 1994. 148 p. Tese (Doutorado em Engenharia) - TU Darmstadt, 1994.
- [37] DAMARITÜRK, H. S. **Temperaturen und Wirkmechanismen beim Hochgeschwindigkeitsfräsen von Stahl**. Darmstadt, 1990. 135 p. Tese (Doutorado em Engenharia) - TU Darmstadt, 1990.
- [38] MACEDO, S. M. **Análise de Forças no Fresamento de Topo Convencional e com Altas Velocidades de Corte**. Florianópolis, 2001. 109p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), UFSC, 2001.
- [39] YELLOWLEY I. Observations on the Mean Values of Forces, Torque and Specific Power in the Peripheral Milling Process. **International Journal of Machine Tool Design & Research**, v. 25, n. 4, p. 337-346, 1985.

- [40] LIN, S. C.; YANG, R. J. **Force-Based Model for Tool Wear Monitoring in Face Milling**. International Journal of Machine Tools & Manufacture, v. 35, n. 9, p. 1201-1211, 1995.
- [41] MÜLLER, K. M. On-line Process Monitoring in High Speed Milling with an Active Magnetic Bearing Spindle. Zurique, 2002. 163 p. Tese (Doutorado em Engenharia) – ETH Zürich, 2002.
- [42] SAHM, D. The Technology of High Speed Cutting. **Seminário de Usinagem com Altíssima Velocidade de corte: Fresamento, Torneamento, Furação**. Universidade Metodista de Piracicaba (UNIMEP), outubro de 1996.
- [43] BOHNET, S.; EBENHOC, S. As fresas com pastilhas indexáveis são aliadas da usinagem a alta velocidade. **Máquinas e Metais**, n. 372, p. 22-29, 1997.
- [44] BECK, W. B. Alta velocidade e ferramentas de alto desempenho reduzem o tempo de usinagem. **Máquinas e Metais**, n. 387, p. 40-47, 1998.
- [45] WECK, M.; SCHUBERT, I. A haste cônica vazada é uma interface otimizada entre máquina e ferramenta. **Máquinas e Metais**, n. 368, p. 40-51, 1996.
- [46] ARNONE, M. **High Performance Machining**. Cincinnati : Hanser Gardner Publications, 297 p. 1998.
- [47] FIEDLER, U.; WÜRZ, T. Fixação e balanceamento de ferramentas. **Máquinas e Metais**, n. 421, p. 24-37, 2001.
- [48] SCHWEITZER, G.; BLEULER, H.; TRAXLER, A. **Active Magnetic Bearings**. Zürich: 1. Ed. Vdf Hochschulverlag AG na der ETH Zürich, 244 p. 1994.
- [49] SCHULZ, H.; WÜRZ, T.; BOHNER, S. O balanceamento adequado das ferramentas. **Máquinas e Metais**, n. 428, p. 24-31, 2001.
- [50] RONDÉ, U. Auswuchten schnellaufender Werkzeug und Spindel. **Werkstatt und Betrieb**, München, v.128, p. 983-990, 1995.

- [51] MÜHLE, H. B. **Mandrilamento com Cabeçotes de Excentricidade Regulável e Sistema de Balanceamento**. Florianópolis, 2000. 99p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), UFSC, 2000.
- [52] SCHULTZ, H.; WÜRZ, T. Balancing Requirements for Fast Rotating Tools and Spindle Systems. **Annals of the CIRP**, v. 47, n.1, 321-324, 1997.
- [53] WECK, M.; SCHUBERT I. New Interface Machine/Tool: Hollow Schank. **Annals of the CIRP**, v. 43, n.1, 345-348, 1994.
- [54] KOLB, U.; KAULFELD, M. Balanceamento das ferramentas. **Máquinas e Metais**, n. 431, p. 62-75, 2001.
- [55] BET, L. **Estudo de medição da textura de superfícies com sondas mecânicas e com sondas ópticas tipo seguidor**. Florianópolis, 1999. 243 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), UFSC, 1999.
- [56] WEINGRABER, H.; ABOU-ALY, M. **Technische Oberflächen**. Braunschweig / Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn, 1989.
- [57] ALTINTAS Y. **Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design**. New York: 1. ed. Cambridge University Press, 288 p. 2000.
- [58] ARMAREGO, E. J. A.; DESHPANDE, N. P. Computerized End-Milling Force Predictions with Cutting Models Allowing for Eccentricity and Cutter Deflections. **Annals of the CIRP**, v. 40, n. 1, p. 25-29, 1991.
- [59] YANG, M. Y.; CHOI, J. G. A Tool Deflection Compensation System for End Milling Accuracy Improvement. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 120, n. 2, p. 222-229, 1998.
- [60] FENG, H. Y.; MENQ, C. H. A Flexible Ball-End Milling System Model for Cutting Force and Machining Error Prediction. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 118, n. 4, p. 461-469, 1996.

- [61] ALTINTAS, Y.; MONTGOMERY, D.; BUDAK, E. Dynamic Peripheral Plate Milling of Flexible Structures. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 114, p. 137-145, 1992.
- [62] BUDAK, E., ALTINTAS, Y. Modelling and Avoidance of Static Form Errors in Peripheral Milling of Plates. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 35, n.3, p. 459-476, 1995.
- [63] SMITH, S.; TLUSTY, J. An Overview of Modeling and Simulation of the Milling Process. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 113, n. 2, p. 169-175, 1991.
- [64] SUNTHERLAND, J. W.; DEVOR, R. E. An Improved Method for Cutting Force and Surface Error Prediction in Flexible End Milling Systems. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 108, n. 4, p. 269-279, 1986.
- [65] WERNER, A. **Prozeßauslegung und Prozeßsicherheit beim Einsatz von schlanken Schaftfräsern**. Aachen, 1992. 147 p. Tese (Doutorado em Engenharia) - RWTH Aachen, 1992.
- [66] EWINS, D. J. **Modal Testing Theory and Practice**. Letchworth: 1. ed. Research Studies Press, 268 p. 1984.
- [67] ALTINTAS, Y.; BUDAK, E. Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling. **Annals of the CIRP**, v. 44, n.1, 357-362, 1996.
- [68] MANUFACTURING LABORATORIES. **Harmonizer**. Disponível em: < <http://www.mfg-labs.com/Harmonizer> > Acesso em: 25 de julho de 2002.
- [69] TOBIAS, S. A., Fishwick, W. Theory of Regenerative Machine Tool Chatter. **Engineering**, London, v. 205, 1958.
- [70] TLUSTY, J. Dynamics of High-Speed Milling. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 108, p. 59-67, 1986.

- [71] SMITH, S.; Winfought, W. R.; HALLEY, J. The Effect of Tool Length on Stable Metal Removal Rate in High Speed Milling. **Annals of the CIRP**, v. 47, n.1, p. 307-310, 1998.
- [72] DELIO, T.; TLUSTY, J.; SMITH, S. Use of Audio Signals for Chatter Detection and Control. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 114, p. 146-157, 1992.
- [73] SMITH, S.; TLUSTY, J. Update on High-Speed Milling Dynamics. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 112, p. 142-149, 1990.
- [74] ENGIN, S.; ALTINTAS, Y. Mechanics and dynamics of general milling cutters. Part I: helical end mills. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 41, p. 2195–2212, 2001.
- [75] DAVIES, M. A.; DUTTERER B.; PRATT J. R.; SCHAUT A. J. On the Dynamics of High-Speed milling with Long, Slender Endmills. **Annals of the CIRP**, v. 47, n.1, 55-60, 1998.
- [76] SMITH, S.; TLUSTY, J. Stabilizing Chatter by Automatic Spindle Speed Regulation. **Annals of the CIRP**, v.41, n.1, 433-436, 1992.
- [77] SANDVIK COROMANT. **Reduce Vibrations in metal cutting**. Application Guide. Sandvick Coromant. Sandviken, Sweden, 108 p. 1997.
- [78] SEMERCIGIL, S. E.; CHEN L. A. Preliminary Computations for chatter control in end milling. **Journal of Sound and Vibration**, v. 249, n.3, p. 622-633, 2002.
- [79] SHIRASE, K.; ALTINTAS, Y. Cutting Force and Dimensional Surface Error Generation in Peripheral Milling with Variable Pitch Helical End Mills. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 36, n. 5, p. 567-584, 1996.
- [80] WECK, M.; BEER, C.; GNOYKE, R. Erhöhung der Prozeßstabilität durch Ungleichgeteiltefräser. **VDI-Z Fertigungstechnik**, v. 133, n. 7, p. 64-70, 1991.



- [81] SMITH, S.; TLUSTY, J. Current Trends in High-Speed Machining. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 119, p. 664-666, 1997.
- [82] TLUSTY, J.; SMITH, S.; Winfought, W. R. Techniques for the Use of Long Slender End Mills in High-speed Milling. **Annals of the CIRP**, v. 45, n.1, p. 393-396, 1996.
- [83] MERRITT, H. E. Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 17, p. 447-454, 1965.
- [84] TLUSTY, J.; ZATON, W.; ISMAIL, F. Stability Lobes in Milling. **Annals of the CIRP**, v. 32, n. 1, p. 309-313, 1983.
- [85] TLUSTY, J.; ISMAIL, F. Basic Nonlinearity in Machining Chatter. **Annals of the CIRP**, v. 30, n. 1, p. 299-304, 1981.
- [86] MONTGOMERY, D.; ALTINTAS Y. Mechanism of Cutting Force and Surface Generation in Dynamic Milling. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 113, n. 2, p. 160-168, 1991.
- [87] SMITH, S.; TLUSTY, J. Efficient Simulation Programs for Chatter in Milling. **Annals of the CIRP**, v. 42, n.1, 463-466, 1993.
- [88] ELBESTAWI, M.A.; ISMAIL, F.; DU, R.; ULLAGADDI, B.C. Modeling Machining Dynamics Including Damping in the Tool-Workpiece Interface, **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 116, p. 435-439, 1994.
- [89] ALTINTAS, Y., LEE, P. A General Mechanics and Dynamics Model for Helical End Mills. **Annals of CIRP**, v. 45, n.1, p. 59-64, 1996.
- [90] ALTINTAS, Y., LEE, P. Mechanics and Dynamics of Ball End Milling. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v.120, p.684-692, 1998.

- [91] BALACHANDRAN, B.; ZHAO, M. X. A Mechanical Based Model for Study of Dynamics of Milling Operations. **Meccanica**, v. 35, 89-109, 2000.
- [92] ZHAO, M. X.; BALACHANDRAN B. Dynamics and Stability of Milling Process. **International Journal of Solids and Structures**, v. 38, p. 2233-2248, 2001.
- [93] XU, A.P.; QU, Y.X.; ZHANG D.W.; HUANG T. Simulation and experimental investigation of the end milling process considering the cutter flexibility. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 43, p. 283–292, 2003.
- [94] ALTINTAS, Y.; BUDAK, E. Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling – Part 1: General Formulation. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, Transactions of the ASME, v. 120, p. 22-30, 1998.
- [95] ALTINTAS, Y.; BUDAK, E. Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling – Part 2: Application of the General Formulation to Common Milling Systems. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, Transactions of the ASME, v. 120, p. 31-36, 1998.
- [96] ALTINTAS, Y., SHAMOTO, E., LEE, P., BUDAK, E. Analytical Prediction of Stability Lobes in Ball End Milling. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v.121, p. 586-592, 1999.
- [97] ALTINTAS,Y., ENGIN, S., BUDAK, E. Analytical Prediction of Chatter Stability and Design for Variable Pitch Cutters. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v.121, p.173-178, 1999.
- [98] ENGIN, S., ALTINTAS, Y. Generalized Modeling of Milling Mechanics and Dynamics: Part I- End Mills, Part II- Inserted Cutters. **IMECE ASME Winter Annual Meeting, Nashville**, Nov. 1999.
- [99] JENSEN, S. A.; SHIN, Y. C. Stability Analysis in Face Milling Operations, Part 1: Theory of Stability Lobe. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 121, p. 600-605, 1999.

- [100] JENSEN, S. A.; SHIN, Y. C. Stability Analysis in Face Milling Operations, Part 2: Prediction Experimental Validation and Influencing Factors. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 121, p. 605-614, 1999.
  
- [101] BAYLY, P. V. et al. Effects of radial immersion and cutting direction on chatter instability in end-milling. In: ASME International Mechanical Engineering Conference & Exhibition, 2002, New Orleans. **Proceedings of IMECE 2002**, New Orleans: ASME, 2002.
  
- [102] INSPIERGER, T.; STÉPÁN, G.; BAYLY, P.V.; MANN B. P. Stability of up-milling and down-milling, Part1: Alternative analytical methods. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 43, p. 25–34, 2003.
  
- [103] FAASSEN, R.P.H.; WOUW . van de Wouw a, J.A.J. Oosterling b, H. Nijmeijer a. Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v.43, p. 1437–1446, 2003.
  
- [104] DAVIES, M. A.; PRATT, J. R.; DUTTERER B. S.; BURNS, T. J. The Stability of Low Radial Immersion Milling. **Annals of the CIRP**, v.49, n.1, 303-308, 2000.
  
- [105] MOON, C. F. **Dynamic and Chaos in Manufacturing Processes**. 1. ed. New York: John Wiley & Sons, 313 p. , 1998.
  
- [106] TLUSTY, J., SMITH, S.; ZAMUDIO, C. New NC Routines for Quality in Milling. **Annals of the CIRP**, v. 39, n. 1, p. 517-521, 1992.
  
- [107] WECK, M.; ALTINTAS, Y.; BEER, C. Cad Assisted Chatter-free NC Tool Path Generation in Milling. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 34, n. 6, p. 879-891, 1994.
  
- [108] SCHMITZ, T. L.; DAVIES, M. A.; MEDICUS, K.; SNYDER J. Improving High-Speed Machining Material Removal Rates by Rapid Dynamica Analysis. **Annals of the CIRP**, v. 50, n. 1, p. 263-268, 2001.

- [109] SMITH, S.; WINFOUGHT, W. R.; BORCHERS H. J. Power and Stability Limits in Milling. **Annals of the CIRP**, v. 49, n.1, p. 309-312, 2000.
- [110] RADULESCU, R.; KAPOOR, S. G.; DEVOR, R. E. An Investigation of Variable Spindle Speed Face Milling for Tool-Work Structures with Complex Dynamics, Part 1: Simulation Results. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 119, p. 266-272, 1997.
- [111] ALTINTAS, Y.; CHAN, P. K. In-Process Detection and Supression of Chatter in Milling. **International Journal of Machine Tools & Manufacture**, v. 32, n. 3, p. 329-347, 1992.
- [112] TAKEMURA, T.; KITAMURA, T.; HOSHI, T. Active Supression of Chatter by Prograded Variation of Spindle Speed. **Annals of the CIRP**, v. 23, n.1, p. 119-120, 1974.
- [113] INAMURA, T.; SATA. Stability Analysis of Cutting under Varying Spindle Speed. **Annals of the CIRP**, v.23, n.1, 121-122, 1974.
- [114] WECK, M.; VERHAAG, E.; GATHER, M. Adaptive Control for Face-Milling Operations with Strategies for Avoiding Chatter-Vibrations and for Automatic Cut Distribution. **Annals of the CIRP**, v. 24, n.1, 405-409, 1975.
- [115] NEVES, D. **Uma Contribuição ao Fresamento de Matrizes com Fresa de Topo Esférico**. Campinas, 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Unicamp, 2002.
- [116] NAYFEH, A. H.; CHIN, C. M.; PRATT, J. Perturbation Methods in Nonlinear Dynamics – Applications to Machining Dynamics. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transactions of the ASME, v. 119, n. 4, p. 485-493, 1997.
- [117] MACKERLE, J. Finite-element analysis and simulation of machining: a bibliography (1976–1996). **Journal of Materials Processing Technology**, v.86, p. 17–44, 1999.

- [118] ZIENKIEWICZ, O. C.; MORGAN, K. **Finite element and approximation**. New York: J. Wiley, 328 p. 1983.
- [119] INMAN, D. J., **Engineering Vibration**, Englewood Cliffs: Prentice Hall, 560 p. 1996.
- [120] KENNAMETAL. **Specialty carbide catalogue**. Disponível em: < [http://www.kennametal.com/en/images/specialty\\_carbide/Specialty\\_Carbide\\_Catalog.pdf](http://www.kennametal.com/en/images/specialty_carbide/Specialty_Carbide_Catalog.pdf) >. Acesso em: 15 abril 2004.
- [121] SCHMITZ, T. L. Predicting High-Speed Machining Dynamics by Substructure Analysis. **Annals of the CIRP**, v. 49, n.1, p. 303-308, 2000.
- [122] KÖNIG,W.; KLOCKE, F. **Tecnologia da usinagem com ferramentas de geometria definida – Parte 2** (Traduzido e adaptado por Rolf B. Schroeter e Walter L. Weingaertner), LMP/UFSC, p. 62-125, 2002.
- [123] TARNG, Y. S.; LEE, E. C. Critical Investigation of the Phase Shift between the Inner and Outer Modulation for the Control of Machine Tool Chatter. **International Journal Machine Tools & Manufacture**, v. 37, p. 1661-1672, 1997.
- [124] SPENRATH, N. M. **Technologische Aspekte zum Feinstdrehen von Kupferspiegeln. Aachen**, 1991. 152 p. Dissertation (Doutorado em Engenharia), RWTH-Aachen, 1991.
- [125] SCHROETER, R. B. **Usinagem de Ultraprecisão de Elementos Ópticos Transmissivos no Espectro Infravermelho**. Florianópolis, 1997. 194 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), UFSC, 1997.
- [126] FERRARESI, D. **Fundamentos da Usinagem dos Materiais**. Editora Edgard Blücher, 751 p. 1977.
- [127] SCHMITZ, T., MEDICUS K., DUTTERER, B. Exploring Once-per-revolution Audio Signal as a Chatter Indicator. **Machining Science and Technology**, v. 6, p. 207-225, 2002.

- [128] RICHARDSON, M. H.; FORMENTI, L. F.; SCHMITZ, T. L. Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements using the Rational Fraction Polynomial Method. **Proceedings of the 3rd. IMAC International Modal Analysis Conference**, Orlando, p. 1-8, 1985.
  
- [129] RUGGIERO, E. J. **Active Dynamic Analysis and Vibration Control of Gossamer Structures Using Smart Materials**. Blacksburg, 2002. 119p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Virginia Polytechnic Institute and State University, 2002.
  
- [130] MINIS, I.; YANUSHEVSKY, R.; TEMBO, A. Analysis of linear and nonlinear chatter in milling. **Annals of the CIRP**, v.39, n.1, p. 459-462, 1990.
  
- [131] SCHMITZ T.; ZIEGERT, J. Examination of surface location error due to phasing of cutter vibrations. **Precision Engineering**, v.23, n.1, p. 51-62, 1999.
  
- [132] CHIANG, S.; TSAI C.; LEE, A. Analysis of Cutting Forces in Ball-end Milling. **Journal of Materials Processing Technology**, Elsevier, p. 231-249, 1995.
  
- [133] SANDVIK-COROMANT. **Die and Mould Making**. Application Guide, 1999.
  
- [134] ZANDER, M. **Potentiale beim Mehrachsen-Fräsen mit Toruswerkzeugen im Formenbaum**. Aachen, 1995. Tese (Doutorado em Engenharia), RWTH-Aachen, 1995.
  
- [135] BIEKER, R. **NC-Fräsen von Stahlhohlformen**. 1. ed. Düsseldorf: VDI-Verlag, 127 p. 1991.
  
- [136] SCHULTZ, H. High Speed Milling of Dies and Moulds. **Annals of the CIRP**, v. 29, n.1, p. 19-21, 1995.
  
- [137] JANOVSKY, D. **Einfluß der Technologie auf Maßgenauigkeit und Prozeß-sicherheit beim Hochgeschwindigkeitsfräsen im Werkzeug und Formembau**. Darmstadt, 1996. 153 p. Tese (Doutorado em Engenharia) - TU Darmstadt, 1996.

- [138] BUDINSKI, G. B.; BUDINSKI, M. K. **Engineering Materials – Properties and Selection**. New Jersey 6 ed. Prentice-Hall, 719 p. 1999.
- [139] GERDAU AÇOS FINOS PIRATINI. **Manual de aços**. 90 p. 1998.





## ANEXO I

### EQUIPAMENTOS

#### 1. Microfone

Fabricante: PCB Piezotronics

Modelo : 377A02 ICP

Diâmetro: 1/2"

Resposta: campo aberto

Sensibilidade (a 250 Hz): 50 mV / Pa

Resposta em frequência ( $\pm 2$  dB): 6,3 a 20.000 Hz

Faixa dinâmica (3 % de distorção limite): 148 dB

#### 2. Pré-amplificador

Fabricante: PCB Piezotronics

Modelo : 426D01

Diâmetro: 1/2"

Atenuação: - 0,08 dB

Resposta em frequência ( $\pm 2$  dB): 6 Hz a 126 kHz

Ruído elétrico: < 5 mV

#### 3. Condicionador de sinal

Fabricante: PCB Piezotronics

Modelo : 480E09

Voltagem de excitação: 28 VDC

Corrente de excitação constante: 2,5 mA

Menor frequência de resposta (- 5%): 0,15 Hz

Maior frequência de resposta (- 5%): 100 kHz

Ruído (1 Hz a 10 kHz): 3,25  $\mu$ V rms

#### 4. Martelo piezelétrico

Fabricante: PCB Piezotronics

Modelo : 086C03

Faixa de medição:  $\pm 2.200$  N (pico)

Sensibilidade ( $\pm 15\%$ ): 2,25 mV / N

Faixa de frequência (- 10 dB): 8 kHz

Linearidade:  $\leq 0,1\%$

Massa: 0,16 kg

## 5. Acelerômetro

Fabricante: PCB Piezotronics

Modelo : 353B17 ICP

Sensibilidade ( $\pm 10\%$ ): 1,02 mV /  $\text{m/s}^2$

Faixa de medição:  $\pm 4.905 \text{ m/s}^2$  (pico)

Resolução (1 Hz a 10 kHz): 0,05  $\text{m/s}^2$  (rms)

Linearidade:  $\leq 0,1\%$

Massa: 1,7 gm

## 6. Analisador de sinais dinâmicos

Fabricante: Data Physics

Modelo: SignalCalc ACE

Número de canais: 2

Faixa dinâmica: 100 dB

Taxa de aquisição em tempo real: 20 kHz

## 7. Plataforma piezelétrica

Fabricante: Kistler

Modelo : 9272A

Faixas de medição:  $\pm 5 \text{ kN}$  para  $F_x$  e  $F_y$

-5 a 20 kN para  $F_z$

$\pm 200 \text{ Nm}$  para  $M_z$

Sensibilidade: - 7,9 pC / N para  $F_x$  e  $F_y$

- 3,6 pC / N para  $F_z$

- 1,6 pC / N para  $M_z$

Linearidade:  $\leq \pm 0,1\%$

Frequência natural:  $f_n(x,y) \approx 4 \text{ kHz}$

$f_n(z) \approx 6,3 \text{ kHz}$

$$f_n (M_z) \approx 4,2 \text{ kHz}$$

## 8. Amplificadores de sinais

Modelo: 5019B

Fabricante: Kistler

Faixa de medição:  $\pm 10$  a 999.000 pC

Sensibilidade: 0,01 a 9.990 pC/unidade

Tensão de saída:  $\pm 10$  V

Corrente de saída:  $\leq \pm 0$  a 5 mA

Impedância de saída: 10  $\Omega$

Linearidade:  $\leq \pm 0,05\%$

Erro de medição:  $\leq \pm 3\%$  para as faixas de medição mais sensíveis.

## 9. Sensores de deslocamento

Modelo: 330103-02-10-10-02-00

Fabricante: Bently Nevada

Faixa de medição linear: 0,25 a 2,53 mm do objeto

Faixa de frequência: 0 a 10 kHz (+0, -3 dB)

Tensão de alimentação: -17,5 Vdc a -26 Vdc

Fator incremental de escala: 7,87 V/mm  $\pm 5\%$

## 10. Fontes de alimentação

Modelo: HP 6627A

Fabricante: Hewlett Packard

Tensão de alimentação: 24 + 0,01 V

## 11. Placas de aquisição de sinais

Fabricante: National Instruments

Modelo: DAQCARD-6062E

Número de canais: 16

Máxima taxa de aquisição: 500 kS/s

Modelo: AT-MIO-16E-1

Número de canais: 16

Máxima taxa de aquisição: 1,25 MS/s

## 12. Programas para aquisição de dados

Software: Labview 6i

Fabricante: National Instruments

## 13. Rugosímetro portátil

Fabricante: Mitutoyo

Modelo: SJ-201P

Princípio de medição: contato mecânico

Raio do apalpador: 5  $\mu\text{m}$

Cut-off [mm]: 0,25; 0,8 e 2,5

Percursos de medição [mm]: 1,25; 4,0 e 12,5

Faixas de medição [ $\mu\text{m}$ ]:  $\pm 9,4$ ;  $\pm 37,5$ ;  $\pm 75$  e  $\pm 300$

Filtros: PC50, PC75 e 2RC75

## 14. Rugosímetro de bancada

Fabricante: Mahr-Perthen

Modelo: Perthometer S8P

Princípio de medição: contato mecânico ou sistema óptico

Raio do apalpador: 5 e 10  $\mu\text{m}$

Cut-off [mm]: 0,025; 0,08 ; 0,25; 0,8; 2,5 e 8,0

Percursos de medição [mm]: 0,4; 1,25; 4,0; 12,5 e 40

Faixa de medição [ $\mu\text{m}$ ]:  $\pm 12,5$ ;  $\pm 62,5$ ;  $\pm 125$ ;  $\pm 250$ ;  $\pm 625$  e  $\pm 2500$

Filtros: Gaussiano, RC, M5 e M7

## 15. Perfilômetro

Fabricante: Taylor Hobson

Modelo: Form TalySurf Series 2 50i

Princípio de medição: contato mecânico com transdutor indutivo

Raio do apalpador (sensor): cone de diamante com ângulo de  $90^\circ$  e com raio de 0,002 e 0,005 mm

Cut-off (filtro de perfil lc) [mm]: 0,08 ; 0,25; 0,8; 2,5; 8,0 e 25

Percursos de medição (comprimento de avaliação) [mm]: 0,4; 1,25; 4,0; 12,5, 40 e 125

Faixa de medição do transdutor [mm]: 0,041; 0,209 e 1,040

Filtros: Gaussiano, 2CR-PC, ISO-2CR, R&W (ISO12085) e Rk (ISO 13565-1: 1996)

## **16. Microscópio estereoscópio**

Fabricante: Leica

Modelo: Type-S

Ampliações: 10x, 16x, 25x e 40x.

## **17. Programas para simulações**

Software: Algor V13

Fabricante: Algor Inc.

Software: Matlab 6.5

Fabricante: The MathWorks Inc.



## ANEXO II

### PROPRIEDADES DOS MATERIAIS USINADOS

#### 1. Liga de alumínio 7075-T6

Tabela II.1 Composição química da liga de alumínio [138].

Material	% Al (mínimo)	% Zn	% Mg	% Cu	% Cr
7075-T6	87,2	5,6	2,5	1,6	0,23

Tabela II.2 Propriedades mecânicas da liga de alumínio [138].

Material	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	Módulo de elasticidade (GPa)	Resistência à tração (MPa)	Dureza Rockwell
7075-T6	2.700	72	550	HRb 90

Dimensões iniciais dos corpos de prova da liga de alumínio: 220 x 190 x 50 mm.

#### 2. Aços ABNT P20 e ABNT H13

Tabela II.3 Composição química dos aços-ferramenta [139].

Material	% C	% Mn	% Cr	% Mo	% Si	% V
ABNT P20	0,28 - 0,4	0,6 - 1,0	1,4 - 2,0	0,3 - 0,55	0,3 - 0,8	-
ABNT H13	0,32 - 0,45	0,2 - 0,6	4,75 - 5,5	1,10 - 1,75	0,8 - 1,25	0,8 - 1,2

Tabela II.4 Propriedades mecânicas dos aços-ferramenta [138,139].

Material	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	Módulo de elasticidade (GPa)	Resistência à tração (MPa)	Dureza Rockwell
ABNT P20	7.650	207	1.000	HRc 29-34
ABNT H13	7.650	207	1.000	HRc 38-54

O ABNT P20 foi fornecido no estado beneficiado (temperado e revenido). O ABNT H13 fornecido pelo fabricante foi posteriormente temperado e revenido para atingir a dureza 54 HRc.

Dimensões iniciais dos corpos de prova do aço ABNT P20: 140 x 70 x 38 mm.

Dimensões iniciais dos corpos de prova do aço ABNT H13: 100 x 100 x 65 mm.

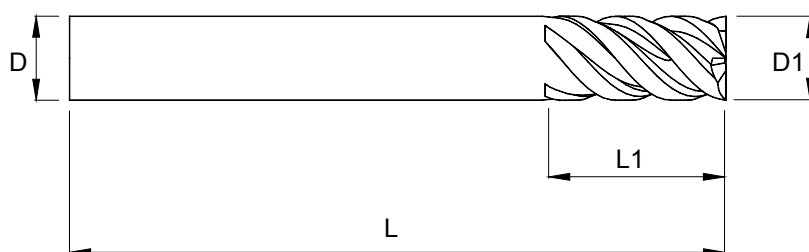




## ANEXO III

### FERRAMENTAS E SISTEMAS DE FIXAÇÃO

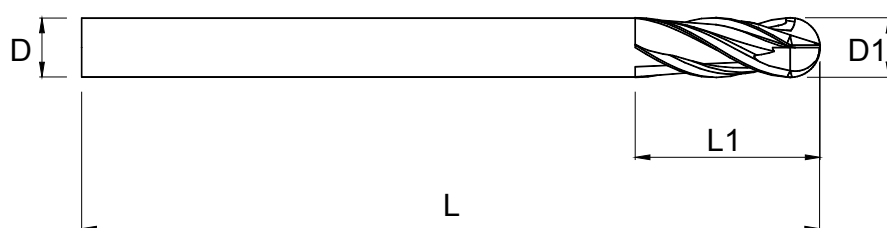
#### 1. Fresas de topo reto



Fresa	Fabricante	D (mm)	D1 (mm)	L (mm)	L1 (mm)	Hélice (graus)	N°. de dentes	Revesti- mento
D2471-10	Titex	10	10	72	19	30	2	-
LT752512005	Hanita	12	12	125	42	50	6	TiAlN
LT750516006	Hanita	16	16	125	24	50	4	TiAlN
LT752516006	Hanita	16	16	125	56	50	6	TiAlN

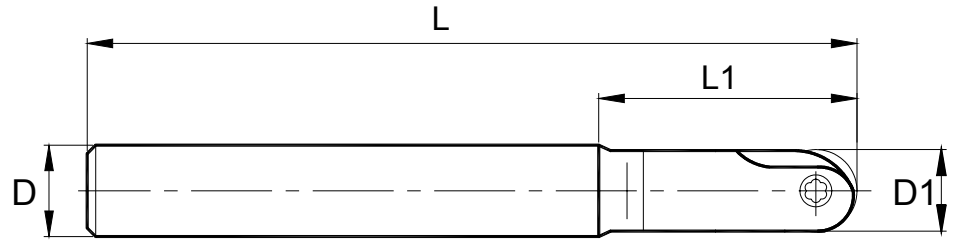
Figura III.1 Características geométricas das fresas de topo reto inteiriças de metal-duro.

#### 2. Fresas de topo esférico



Fresa	Fabricante	D (mm)	D1 (mm)	L (mm)	L1 (mm)	Hélice (graus)	N°. de dentes	Revesti- mento
EBL080A20	Iscar	8	8	100	20	30	4	TiAlN
715112005	Hanita	12	12	125	30	15	2	TiAlN

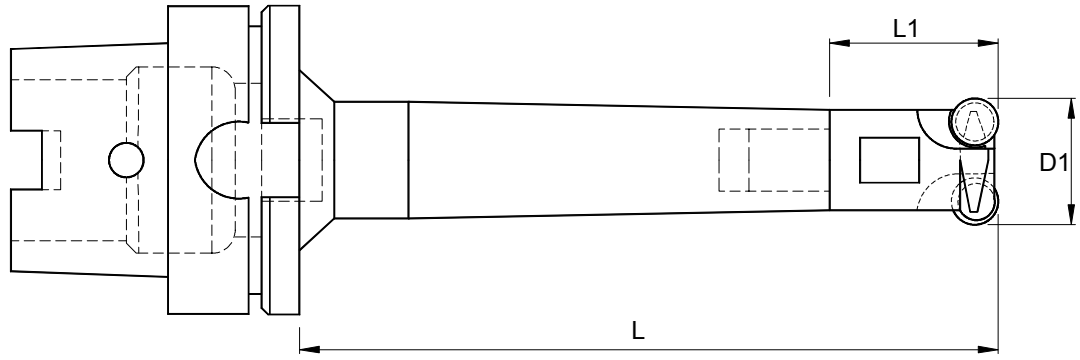
Figura III.2 Características geométricas das fresas de topo esférico inteiriças de metal-duro.



Fresa	Fabricante	D (mm)	L (mm)	L1 (mm)	D1 (mm)	Insertos	Revesti- mento
KBNE1215012HPSS	Kennametal	12	150	46	12	KBN12GN	TiAlN
KBNE1212012HPHM	Kennametal	12	120	60	12	KBN12GN	TiAlN

Figura III.3 Características geométricas das fresas de topo esférico com insertos.

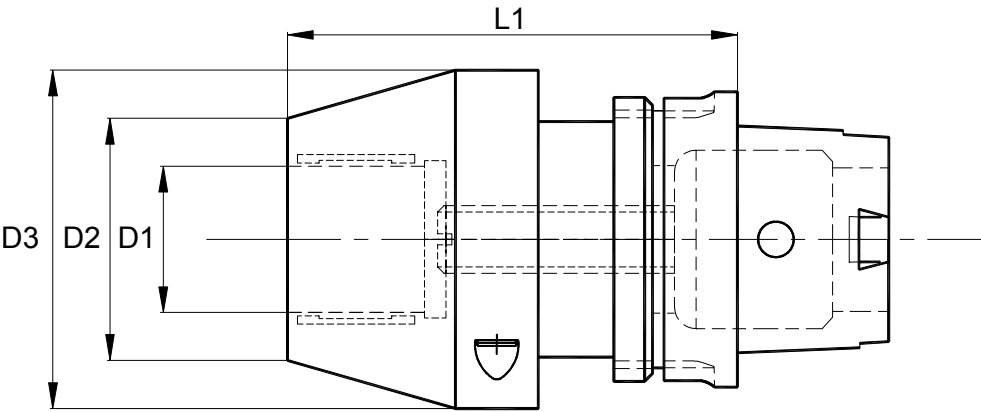
3. Fresa de topo toroidal



Fresa	Fabricante	D1 (mm)	L (mm)	L1 (mm)	Insertos	Revestimento
2502351210	Kennametal	25	142	35	RDHX1003M0SGN	TiN/TiCN/TiN

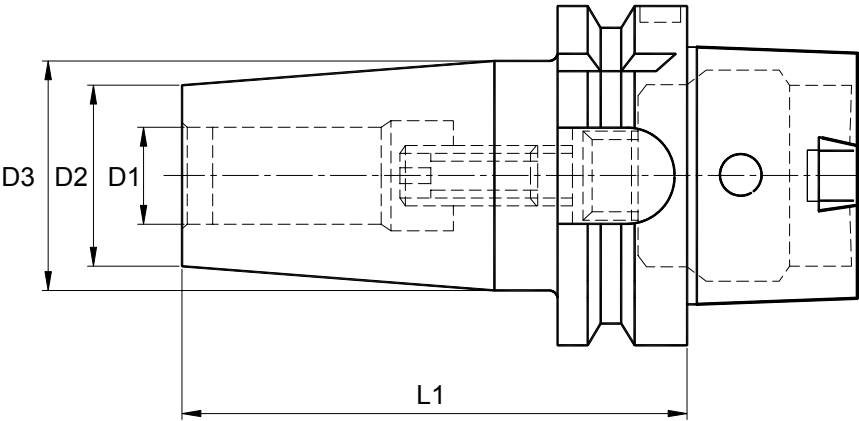
Figura III.4 Características geométricas da fresa de topo toroidal.

4. Porta-ferramentas



Mandril	Fabricante	D1 (mm)	D2 (mm)	D3 (mm)	L1 (mm)
Hidráulico 1	Sandvik	12	27	52	75
Hidráulico 2	Sandvik	32	52	72	96

Figura III.5 Características geométricas dos mandris hidráulicos.



Mandril	Fabricante	D1 (mm)	D2 (mm)	D3 (mm)	L1 (mm)
Térmico	Kennametal	16	27	34	95

Figura III.6 Características geométricas do mandril de contração térmica.



## ANEXO IV

### MÁQUINAS-FERRAMENTAS

#### 1. Centros de usinagem com eixos-árvores com mancais de rolamento

A figura IV.1 mostra os centros de usinagem a altas velocidades Hermle C800U (4 eixos) e C600U (5 eixos). Eles apresentam diferenças somente no número de eixos e em seus cursos máximos. As demais características são similares.

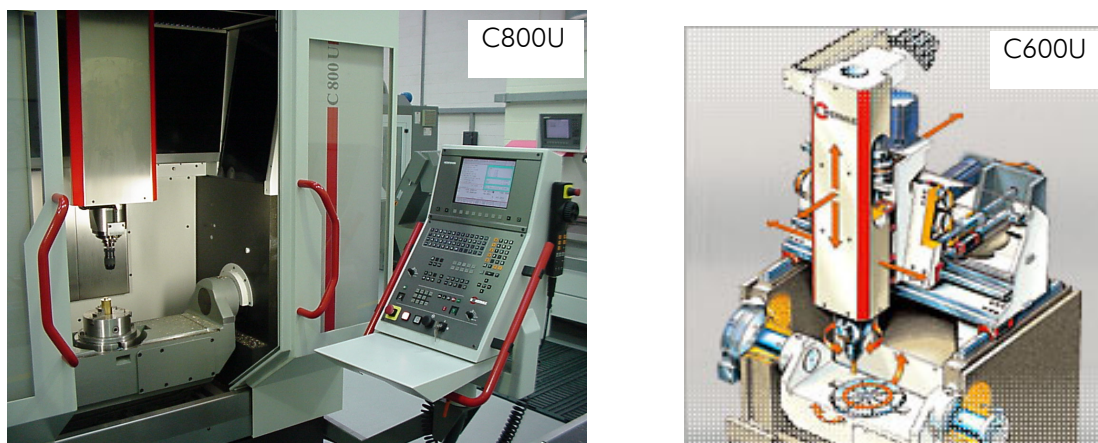


Figura IV.1 Centros de usinagem Hermle C800U e C600U.

As suas principais características são mostradas na tabela IV.1.

Tabela IV.1 Características dos centros de usinagem Hermle C600U e C800U.

Centro de usinagem	C600U	C800U
Número de eixos	5	4
Curso máximo em X (mm)	600	800
Curso máximo em Y (mm)	450	600
Curso máximo em Z (mm)	450	500
Avanço máximo	30 m/min	
Comando	Siemens S840D	
Rotação máxima	16.000 rpm	
Potência	15 kW	

#### 2. Centro de usinagem com eixo árvore com mancais magnéticos

Para tornar possível a integração do eixo-árvore com mancal magnético ativo (modelo HF 200 MA-40, fabricante IBAG) ao centro de usinagem Thyssen Hüller Hille NBH-65, uma série de adaptações tiveram de ser realizadas na máquina-ferramenta. O eixo-árvore foi montado na posição onde anteriormente eram fixadas as peças, e um suporte especial para a fixação dos corpos de prova foi colocado no lugar do eixo-árvore

original. Como medidas de segurança a área de trabalho da máquina foi reforçada com chapas de aço e também foram instalados vidros à prova de bala. O conjunto é mostrado na figura IV.2.

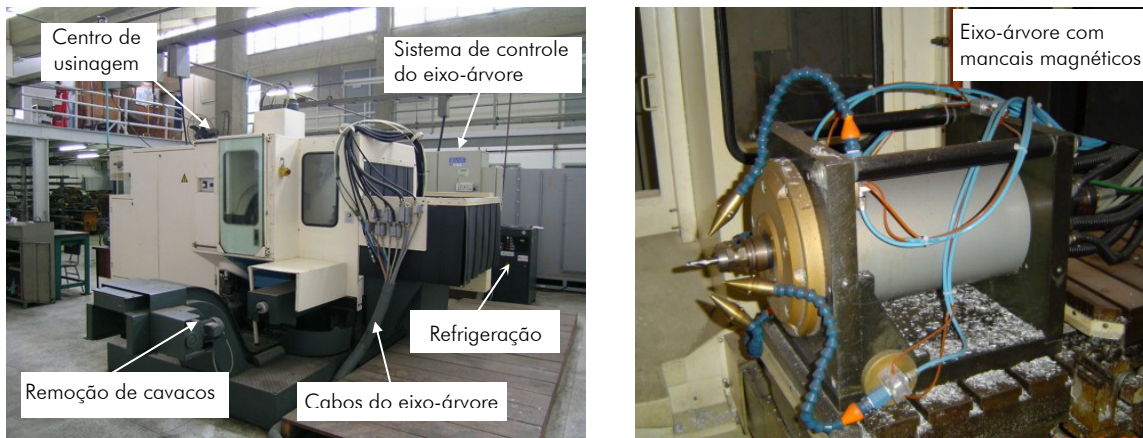


Figura IV.2 Eixo-árvore com mancais magnéticos integrado ao centro de usinagem.

Outras características do conjunto são mostradas na tabela abaixo IV.2.

Tabela IV.2 Dados do centro de usinagem com eixo-árvore com mancais magnéticos.

Número de eixos	4 (X, Y, Z e B)
Curso em X	450 mm
Curso em Y	400 mm
Curso em Z	450 mm
Avanço máximo	8,0 m/min
Comando	Sinumerik 805
Rotação máxima original	4.500 rpm
Rotação máxima com o sistema integrado	40.000 rpm
Potência	40 kW